

EUR 4280 d/f/i/n/e

Vol. II

**Kommission der Europäischen Gemeinschaften - Commission des Communautés Européennes -
Commissione delle Comunità Europee - Commissie van de Europese Gemeenschappen -
Commission of the European Communities**

LIBRARY

**INFORMATIONSTAGUNG ÜBER ARBEITEN AUF DEM GEBIET
VON SPANNBETONBEHÄLTERN UND IHRER ISOLIERUNG**

**REUNION D'INFORMATION SUR LES TRAVAUX AFFERENTS
AUX CAISSONS EN BETON PRECONTRAIN
ET A LEUR ISOLATION**

**RIUNIONE D'INFORMAZIONE SUI LAVORI INERENTI
AI CONTENITORI PER REATTORI
IN CALCESTRUZZO PRECOMPRESSO E AL LORO ISOLAMENTO**

**VOORLICHTINGSVERGADERING OVER DE WERKZAAMHEDEN
BETREFFENDE REACTORVATEN VAN SPANBETON
EN HUN ISOLATIE**

**INFORMATION MEETING ON WORK RELATING
TO PRESTRESSED CONCRETE VESSELS AND THEIR ISOLATION**

Bruxelles, 7-8.XI.1967

1969



**Generaldirektion : Allgemeine Forschung und Technologie
Direction générale : Recherche Générale et Technologie
Direzione Generale : Ricerca Generale e Tecnologia
Directoraat-Generaal : Algemeen Onderzoek en Technologie
General Direction : General Research and Technology**

LEGAL NOTICE

The Commission of the European Communities and its departments are not responsible for the use which could be made of the following information.

EUR 4280 d/f/i/n/e Vol. I, II

Price : FB 1 000.—	DM 80.—	FF 100.—	Lit. 12 500	Fl. 72.50	\$ 50.—
--------------------	---------	----------	-------------	-----------	---------

EUR 4280 d/f/i/n/e

Vol. II

Kommission der Europäischen Gemeinschaften - Commission des Communautés Européennes -
Commissione delle Comunità Europee - Commissie van de Europese Gemeenschappen -
Commission of the European Communities

**INFORMATIONSTAGUNG ÜBER ARBEITEN AUF DEM GEBIET
VON SPANNBETONBEHÄLTERN UND IHRER ISOLIERUNG**

**REUNION D'INFORMATION SUR LES TRAVAUX AFFERENTS
AUX CAISSONS EN BETON PRECONTRAIT
ET A LEUR ISOLATION**

**RIUNIONE D'INFORMAZIONE SUI LAVORI INERENTI
AI CONTENITORI PER REATTORI
IN CALCESTRUZZO PRECOMPRESSO E AL LORO ISOLAMENTO**

**VOORLICHTINGSVERGADERING OVER DE WERKZAAMHEDEN
BETREFFENDE REACTORVATEN VAN SPANBETON
EN HUN ISOLATIE**

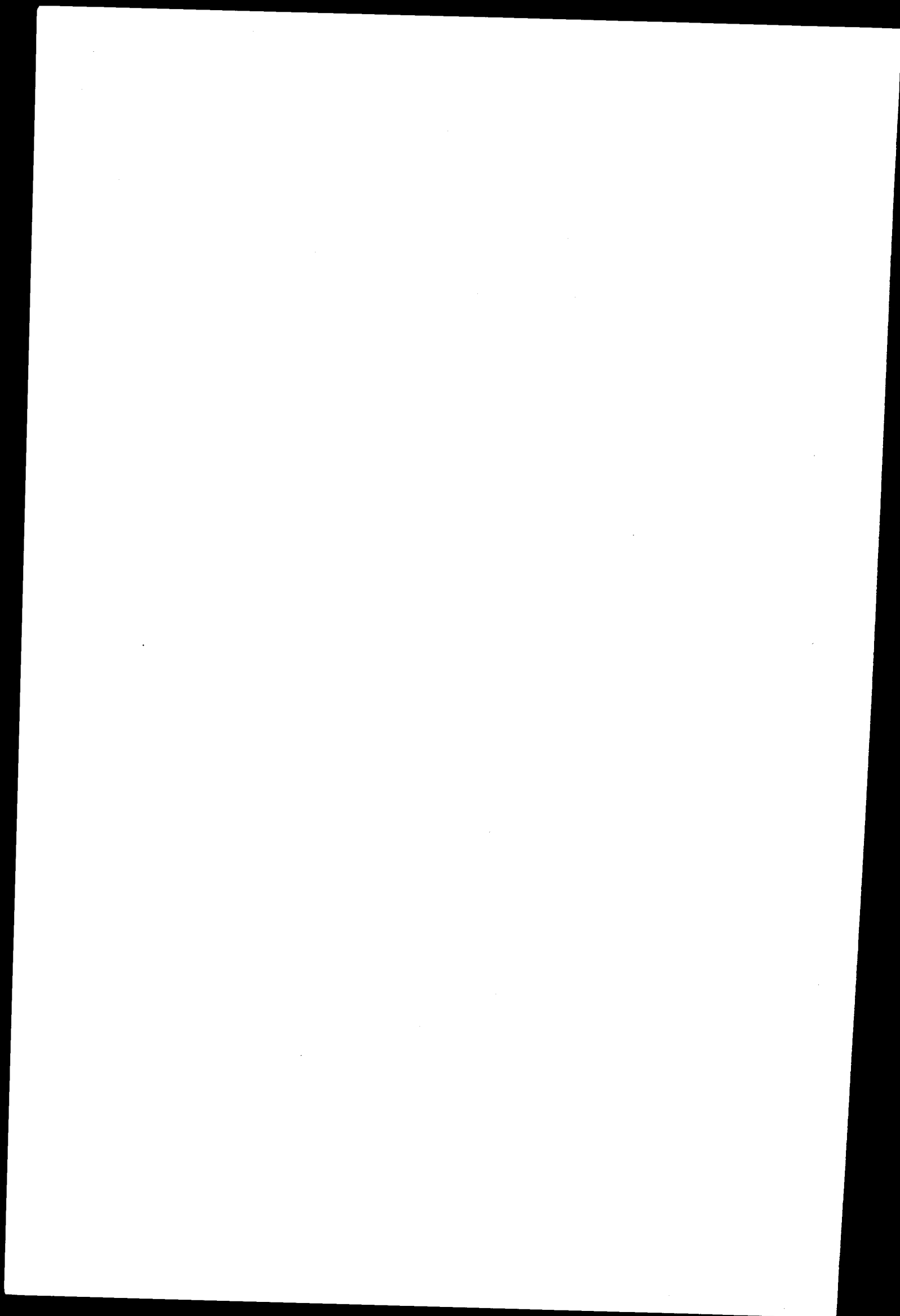
**INFORMATION MEETING ON WORK RELATING
TO PRESTRESSED CONCRETE VESSELS AND THEIR ISOLATION**

Bruxelles, 7-8.XI.1967

1969



**Generaldirektion : Allgemeine Forschung und Technologie
Direction générale : Recherche Générale et Technologie
Direzione Generale : Ricerca Generale e Tecnologia
Directoraat-Generaal : Algemeen Onderzoek en Technologie
General Direction : General Research and Technology**

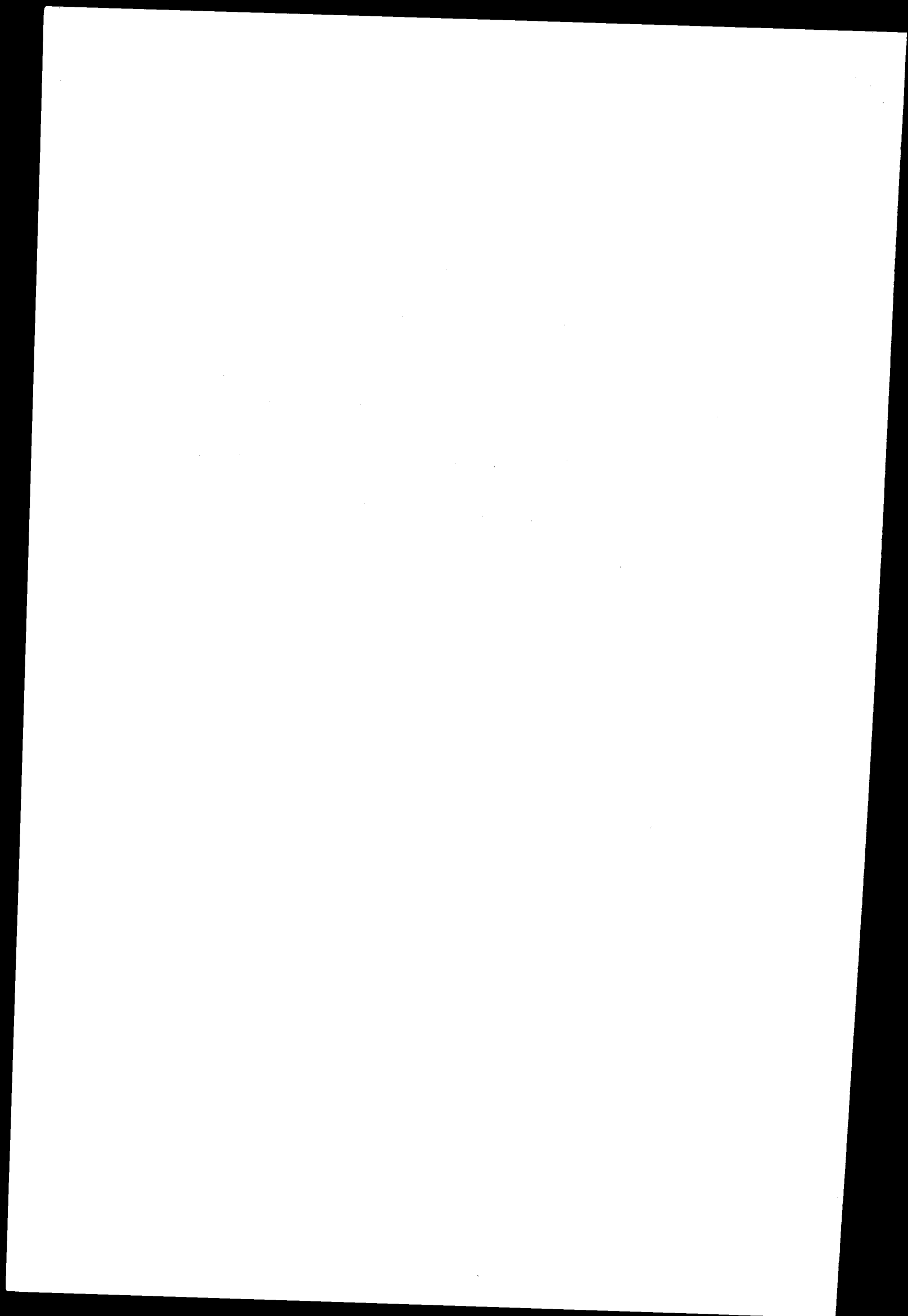


Dritter Teil : Grundlagenuntersuchungen über die natürliche
Konvektion

Troisième Section : Etudes fondamentales sur la convection naturelle

Terza Sezione : Studi fondamentali sulla convezione naturale

Derde deel : Fundamentele studies over natuurlijke convectie



Introduction des premiers exposés relatifs à la protection thermique des caissons en béton précontraint

Après avoir pris connaissance hier de l'état actuel de la technique des caissons en béton précontraint, nous allons nous occuper aujourd'hui des problèmes de la protection thermique de ces caissons.

Il ne faut pas que je rappelle devant cette audience les multiples avantages et le potentiel de développement que présentent ces caissons. Cependant, pour mieux situer les études dont nous parlerons ce jour-ci, faut-il que je vous rappelle un inconvénient du béton, c'est-à-dire celui de sa mauvaise tenue en température.

Dans le cadre de notre programme de recherche nous avons essayé de contribuer à la suppression de cet inconvénient par deux voies différentes, c'est-à-dire :

- premièrement, par le développement de bétons, dits "chauds", dont les résultats vous ont été présentés dans la matinée de hier,
- et, deuxièmement, par l'étude et le développement de systèmes de protection thermique isolant les gaz chauds de la paroi du caisson.

C'est aux méthodes de protection thermique que nous nous limiterons aujourd'hui, et encore laisserons-nous de côté les bétons calorifuges, qui ont fait l'objet d'une partie des communications d'hier.

Si la limitation des températures du béton par un système de protection thermique est impérative, elle n'en constitue guère la seule raison d'être.

En effet, sa présence a une influence bénéfique sur les contraintes thermiques, dans le béton aussi bien que dans les structures métalliques, ainsi que sur l'économie thermique de la centrale. C'est ainsi que l'on trouve le calorifuge pas seulement sur la paroi du caisson, mais également sur d'autres structures, telle que, par exemple, la jupe support.

Bien que donc d'intérêts divers, les systèmes de protection thermique sont d'un prix élevé (ce qui n'est pas du tout équivalent à dire qu'ils coûtent cher!). Le perfectionnement des techniques de protection thermique pourrait donc conduire à une réduction non négligeable du prix de revient du kWh nucléaire; première justification de l'inscription de cette activité au 2ème plan d'Euratom.

Pour des raisons de commodité, nous avons groupé les communications d'aujourd'hui en trois catégories, c'est-à-dire :

- premièrement, celles relatives à des études fondamentales,
- deuxièmement, celles ayant trait à deux systèmes de protection thermique, développés sous contrat Euratom,
- et, finalement, celles relatives à des études et développements effectués en dehors du programme d'Euratom.

Chaque groupe de communications sera précédé par une brève introduction de ma part, et je me limiterai donc pour l'instant à la première catégorie, c'est-à-dire celle des études fondamentales.

Première catégorie : Etudes fondamentales

Le problème du calorifuge d'un caisson de réacteur se présente évidemment sous un grand nombre d'aspects.

Déjà au simple point de vue thermique, le calorifuge nucléaire constitue un problème, dont l'approche théorique est aussi difficile que l'approche expérimentale en est coûteuse.

Approche théorique difficile, en effet, car, dans le transport des calories à travers une couche isolante, plusieurs mécanismes de transfert interviennent, mécanismes dont l'importance relative dépend étroitement des conditions de fonctionnement envisagées. Ces relations, pas

toujours suffisamment connues, sont à la base de nombreuses erreurs, commises fréquemment quand on essaie de prédire le comportement d'un calorifuge dans des conditions de fonctionnement, différentes de celles dans lesquelles les performances sont bien connues.

Ces difficultés de l'approche théorique se posent notamment lorsque le fluide, beignant le calorifuge, n'est pas le même dans les deux cas.

Et ces cas se présentent, car on pense adopter actuellement les caissons en béton dans un grand nombre de projets, appartenant à l'ensemble des filières à neutrons thermiques et à celles à neutrons rapides refroidies par la vapeur. Il n'y a pas de doute à ce qu'une des conditions fondamentales du succès de toutes ces applications envisagées, est celle des solutions satisfaisantes aux problèmes de la protection thermique. Je pense que nos études fondamentales qui sont directement applicables dans l'optimisation des calorifuges beignés par le gaz carbonique, constituent aussi un premier pas dans la bonne direction pour le calcul de calorifuges beignés par d'autres fluides.

Approche expérimentale coûteuse, oui, car les essais nécessaires à la confirmation des hypothèses et à la démonstration de la validité des systèmes doivent normalement être exécutés à des pressions élevées et à des échelles représentatives. A une échelle représentative, en effet, car des phénomènes parasites tels que par exemple, la "macroconvection" risquent de rester inaperçus à petite échelle.

Au début de notre programme de recherches, c'est-à-dire fin 1962, les connaissances fondamentales du comportement thermique des calorifuges nucléaires n'étaient pas bien développées. Nous avons alors pensé qu'il était souhaitable d'aborder les problèmes qui nous étaient posés par une étude approfondie de la convection naturelle. C'est en effet ce mécanisme de transfert thermique qui risque de jouer un rôle prépondérant en absence de précautions adéquates.

C'est ainsi que nous avons confié à la Société Bertin & Cie l'étude fondamentale de la convection naturelle. Cette étude fut limitée initialement au cas des espaces confinés remplis de CO_2 et élargie plus tard à d'autres gaz et au cas du mur plan vertical, refroidi par un écoulement convectif turbulent.

Une autre extension du programme porte sur la convection naturelle dans les milieux fibreux; cette dernière étude se fait en collaboration avec la Compagnie de Saint-Gobain.

Une dernière extension envisagée, portant sur les interactions entre cellules voisines, dans un empilement de cellules à parois non adiabatiques, n'a malheureusement pas pu être réalisée, par suite du réaménagement budgétaire du programme d'Euratom.

Ceci étant dit, je demande votre attention pour un film qui nous donnera une bonne impression des phénomènes dont nous allons maintenant nous occuper. Je passe volontiers la parole à M. Mordchelles qui introduira les communications de la Société Bertin et Cie et qui commentera le film sur la convection naturelle que vous allez voir dans quelques minutes.

Remarques introductives aux exposés de la société BERTIN

M. Mordchelles : Mon exposé sert d'introduction à l'ensemble des cinq communications qui comportent une participation de la Sté Bertin, pour leur donner un caractère d'unité, et pour éviter la répétition de considérations générales. Ma présentation comportera également un film, destiné à matérialiser les phénomènes qui seront évoqués par les conférenciers qui me succéderont.

Au cours des six années écoulées, lors des études et recherches sur la protection thermique de caissons de réacteurs nucléaires en béton précontraint, nous avons été amenés à collaborer avec des organismes, comme l'Electricité de France, l'Euratom et le Commissariat à l'Energie Atomique, avec des constructeurs de caissons, ainsi qu'avec des fabricants de calorifuges. L'expérience acquise en commun sert de support à nos exposés d'aujourd'hui, qui sont limités aux problèmes d'isolation et à l'étude du circuit de refroidissement interne. Je voudrais insister sur deux aspects essentiels en anticipant sur nos deux exposés de cet après-midi.

En premier lieu, la protection thermique d'un caisson doit être considérée comme un ensemble, dont l'optimisation doit faire intervenir à la fois le calorifuge, la peau d'étanchéité et les circuits de refroidissement interne et externe. Cette constatation peut paraître comme un lieu commun, mais elle ne me semble pas inutile.

M. Carillon développera plus longuement ce sujet cet après-midi.

Le deuxième aspect important est le fait que la conception et la réalisation de calorifuges ont été reconnues comme l'un des problèmes le plus difficile dans la réalisation de caissons en béton précontraint. Les fluides caloporteurs de réacteurs nucléaires ont, en général, une conductivité thermique très inférieure à celle des solides. C'est notamment le cas des gaz. Ce n'est plus tout à fait exact pour les liquides. Pour les réacteurs à gaz, l'isolant idéal serait constitué par une lame de gaz d'épaisseur convenable, à condition de pouvoir la maintenir immobile. Les gradients de température étant la source de gradients de densité, et par là de mouvements de convection naturelle, d'autant plus importante que le fluide est dense, il est difficile de rendre immobile la lame de gaz et de maintenir ses caractéristiques isolantes.

Pour former un obstacle efficace à la convection naturelle dans cette lame, on peut la subdiviser en cellules régulières de plus petite dimension. On obtient ainsi la famille de calorifuges cellulaires. On peut aussi la remplir de matériaux fibreux, ou la substituer par un matériau poreux. Dans les trois familles de calorifuges ainsi définies, la convection naturelle subsiste sous une forme atténuée par rapport à celle dans la lame de gaz, mais son intensité augmente toujours d'une manière considérable avec la pression.

Les phénomènes de convection naturelle interviennent non seulement dans l'isolant thermique proprement dit, mais également dans tous les espaces parasites existant dans la structure réelle du calorifuge après montage. Comme exemple, on peut citer les joints de dilatation. Il en résulte la nécessité, outre les essais de sélection de matériaux de base à l'échelle du laboratoire, des essais de technologie coûteux, à très grande échelle, dans lesquels on prend soin de reproduire tous les détails technologiques de montage, pouvant jouer un rôle dans ce que l'on appelle " la conductibilité thermique équivalente" du système. Il est également nécessaire de reproduire les conditions de pression et de température régnant dans le réacteur. Ces essais à grande échelle doivent également permettre de prévoir l'effet de la macroconvection, dans les éléments de calorifuges de grandes hauteurs, sur la distribution du flux de chaleur à la paroi froide. M. Naudin de notre société et M. Celeri de l'Electricité de France vous présenteront cet après-midi, les moyens et les méthodes mis en oeuvre dans ce type d'essais. M. Naudin dira également quelques mots sur les essais de calorifuge destinés aux réacteurs à eau.

Une meilleure connaissance de la nature des phénomènes convectifs apparaît donc comme essentielle pour pouvoir optimiser la structure des isolants thermiques en connaissance de cause, et de réserver les essais coûteux de grande dimension uniquement à la confirmation des performances et non pas à la recherche a priori des structures les meilleures. Ce souci est à la base de nos exposés d'aujourd'hui.

La première étape à franchir pour les calorifuges cellulaires était l'étude de la convection naturelle dans une cellule élémentaire de ces calorifuges, remplie par un gaz sous pression correspondante aux conditions internes d'un réacteur.

L'exposé de M. Jannot décrit l'ensemble des recherches qui ont été effectuées dans le cadre d'un contrat Euratom sur les cellules individuelles. Cette étude a abouti à la détermination de coefficients d'échange et des structures d'écoulement convectif dans des cellules à face parallèle.

Si, actuellement, nous possédons des connaissances précises sur l'allure des phénomènes dans une telle cellule, pour pouvoir optimiser un calorifuge réel de type cellulaire, il est nécessaire de franchir deux nouvelles étapes. D'abord l'étude de la macroconvection dans l'ensemble du calorifuge, considéré comme un milieu poreux. Une tentative en ce sens a déjà été effectuée par notre société sous contrat de l'Electricité de France. Ensuite, l'étude de l'interaction par convection naturelle et par conduction, entre les cellules juxtaposées dans des directions parallèles et perpendiculaires à la direction des gradients thermiques.

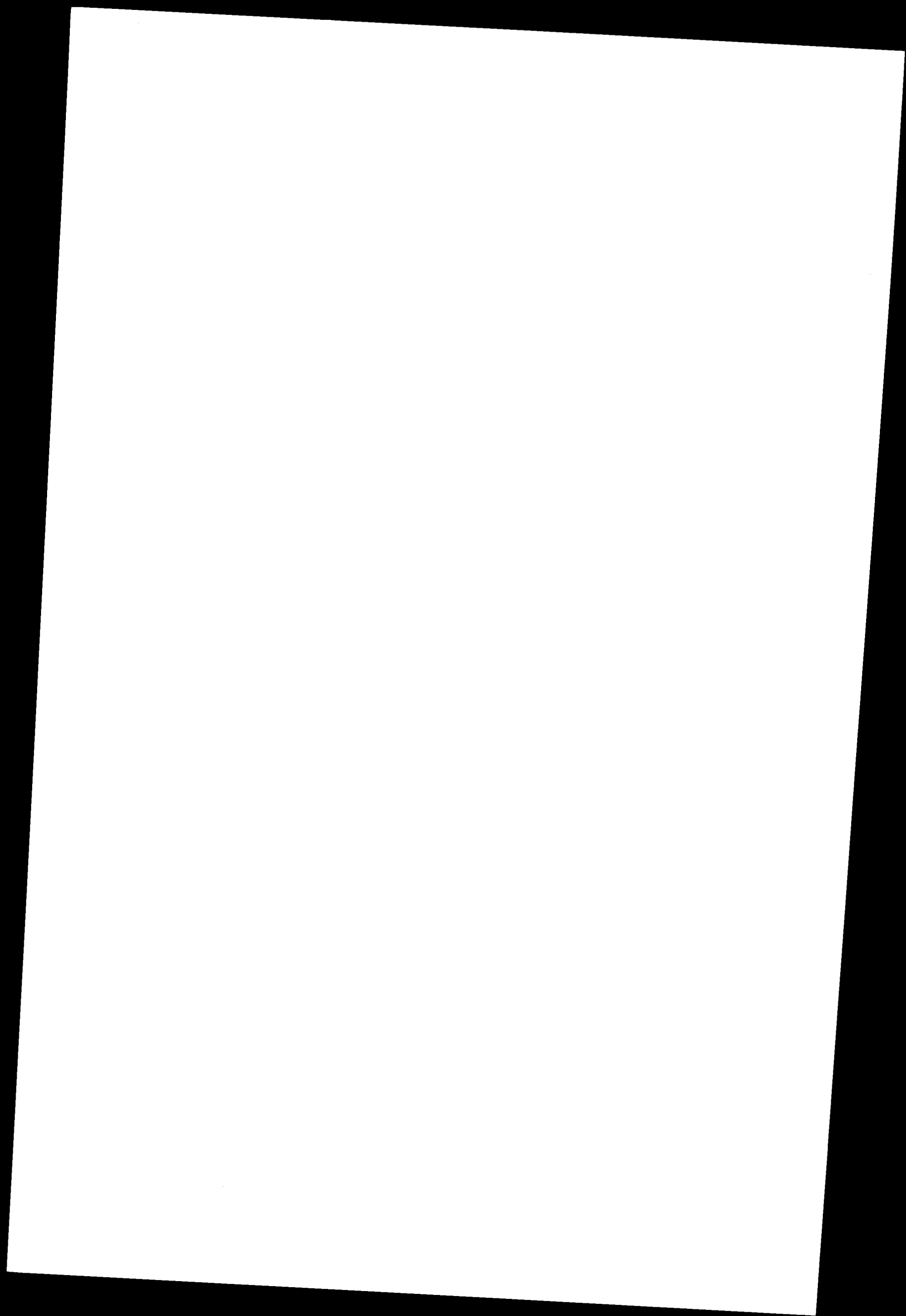
L'étude de cellules individuelles a montré l'importance de la transition entre les écoulements laminaires et les écoulements turbulents. Pour mieux comprendre son mécanisme et préciser l'influence de certains paramètres nouveaux, qui ont été mis en évidence, un complément d'études sur la convection naturelle sur un mur plan vertical a été entrepris. Il fait l'objet de notre deuxième communication de ce matin présentée par M. Viannay.

Les calorifuges du type fibreux semblent extrêmement intéressants, car ils permettent dans des conditions économiques séduisantes de réaliser des protections thermiques valables. Pour cette raison, conjointement avec la Compagnie de Saint Gobain, la Sté Bertin a entrepris sous contrat d'Euratom une étude de caractère approfondi, destinée à éclaircir le mécanisme de la circulation convective dans un milieu fibreux, délimité par deux parois isothermes à des niveaux de températures différents. Cette étude est l'objet de l'exposé de M. Klarsfeld de la Compagnie de Saint Gobain et de MM. Micheau et Grossin de la Sté Bertin. Elle ne fait que commencer, mais dès maintenant, grâce à une mise en équation des phénomènes, déjà confirmée par des expériences de visualisation, on peut dégager des informations utiles sur la manière de mettre en oeuvre les matériaux fibreux, pour en constituer des isolants adaptés au fonctionnement dans des réacteurs nucléaires.

Afin de mieux vous préparer à écouter les conférenciers qui vont vous parler de la convection naturelle, il nous a paru opportun de commencer l'ensemble des trois exposés de ce matin, par la présentation d'un film qui illustre les résultats obtenus par des procédés de visualisation dans l'étude de la convection naturelle. Ce film comporte trois parties. Les deux premières montrent l'évolution des couches limites de convection naturelle dans un gaz au contact d'une paroi verticale chauffée et dans une cellule de section rectangulaire avec l'une des parois chauffées, l'autre refroidie. Elles ont déjà été présentées sous une forme un peu différente lors d'un précédent colloque Euratom. Nous avons cru utile de les montrer à nouveau. Le moyen de visualisation est l'interférométrie différentielle, méthode sur laquelle nous ne pouvons pas nous étendre aujourd'hui, faute de temps. Il suffit de savoir, pour comprendre les images, que les franges d'interférence matérialisent l'évolution du gradient de température. Dans ces images on cherchera à montrer les différents régimes d'écoulement, régime laminaire, régime turbulent à couches limites séparées ou jointives. L'influence de la pression et de la position de la cellule par rapport à la pesanteur seront également mises en évidence.

La troisième partie du film, réalisée en coopération avec la Compagnie de Saint Gobain, montre la visualisation de la convection naturelle dans de la fibre de verre placée entre deux parois à température différente. Pour rendre le milieu fibreux transparent, on remplace le gaz interstitiel par un liquide de même indice de réfraction que le verre. L'identité d'indice n'est en général réalisée que pour une seule longueur d'onde, variable en fonction de la température. On obtient alors une image colorée, les couleurs correspondant aux températures. Toutefois, les rayons lumineux ne suivant pas de trajets rectilignes, du fait de l'existence de gradients d'indice, le dépouillement quantitatif de ces images est rendu difficile. On obtient un résultat meilleur en utilisant la strioscopie à fentes. A l'image colorée se superpose alors un réseau de stries. Chaque strie correspondant à une ligne isogradient d'indice, donc isogradient de température. Ces images sont très faciles à dépouiller numériquement. Le liquide d'indice est choisi de manière à conserver la similitude physique de convection naturelle avec le fluide réel, qui est le gaz sous pression. Cette similitude signifie une

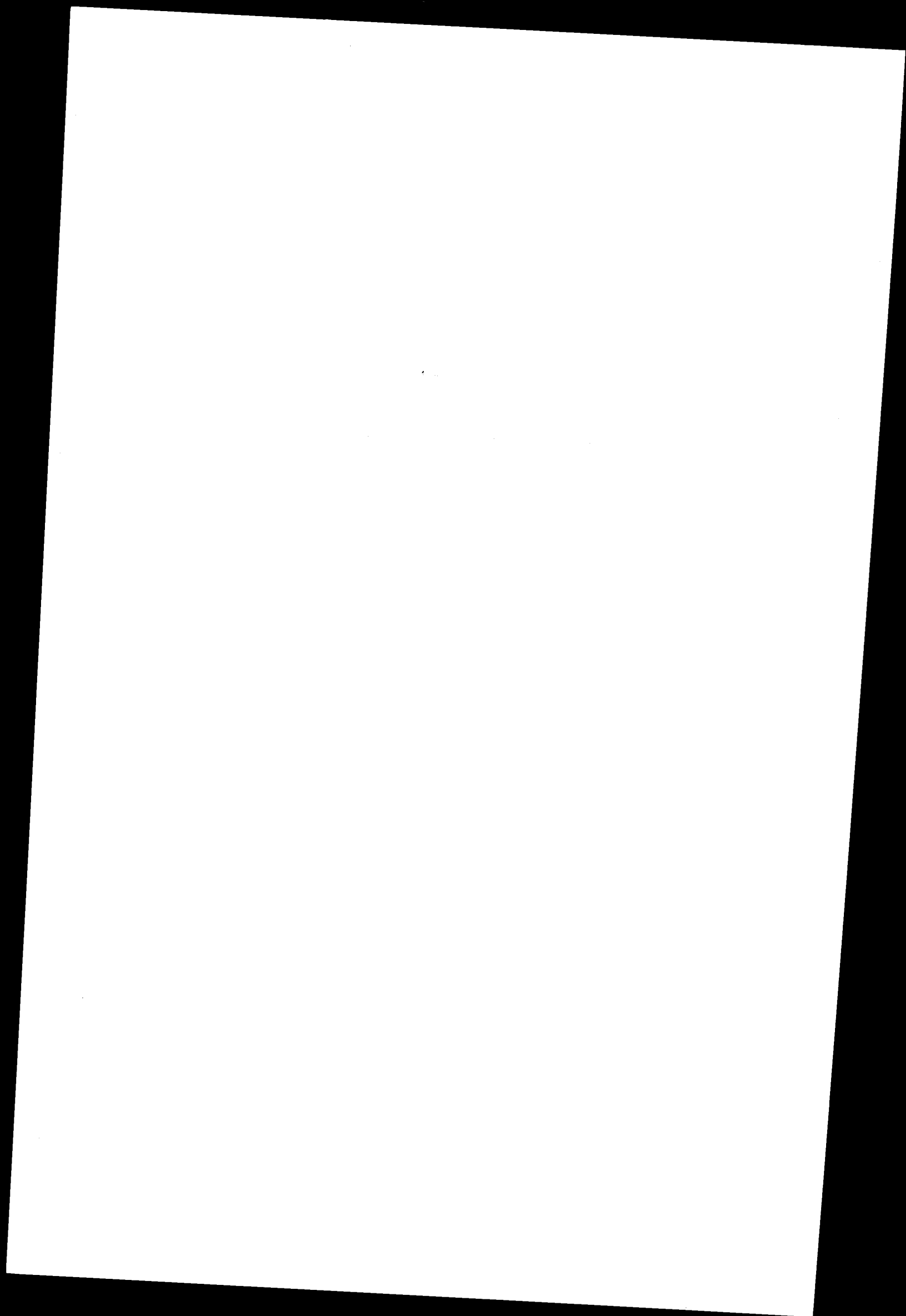
même valeur du nombre de Rayleigh de filtration. Il existe toute une gamme de liquides d'indices permettant de couvrir l'ensemble du champ des nombres de Rayleigh qui nous intéressent. A la fin du film une injection de fluide coloré dans le liquide d'indice permet de visualiser la distribution des vitesses de convection naturelle, distribution dont la connaissance est nécessaire pour compléter la formulation théorique du phénomène.



CONVECTION NATURELLE EN ESPACES CONFINES

J. JANNOT et G. MORDCHELLES-REGNIER

Soc. Bertin et Cie., Paris



1 - PREAMBULE.

L'isolation thermique dans des conditions de pression et de température élevées est un des problèmes rencontrés dans la construction des réacteurs nucléaires dont le caisson est en béton précontraint.

Les matériaux employés doivent posséder à la fois de bonnes qualités d'isolation thermique et de bonnes qualités mécaniques. Ils doivent, pendant toute la durée de vie du réacteur, résister sous irradiation aux fortes variations de pression et de température auxquels ils peuvent être soumis lors des régimes transitoires.

Une solution attrayante consiste à profiter de la faible conductibilité thermique du fluide caloporteur. Les recherches orientées dans ce sens conduisent à l'élaboration de matériaux constitués d'une structure rigide, délimitant des alvéoles quasi étanches remplies de fluide. Une étanchéité parfaite n'est toutefois pas recherchée, elle serait technologiquement difficile à réaliser et nuirait à la bonne tenue mécanique du matériau dans le cas d'une décompression rapide.

Si le fluide demeurerait immobile, les transports de chaleur s'effectueraient par conduction pure dans la structure rigide et le fluide, par rayonnement entre les parois, et éventuellement par rayonnement entre le fluide et les parois.

Les variations de densité du fluide, dues au champ de température, provoquent des mouvements convectifs à l'intérieur de chaque cellule et dans l'ensemble du calorifuge. Ces mouvements convectifs accroissent les échanges de chaleur et augmentent la conductibilité thermique du calorifuge.

Les différentes technologies employées visent à minimiser les effets de la convection par un choix approprié des dimensions des cellules et de la manière de les assembler.

Récemment encore les connaissances sur la convection naturelle dans les espaces confinés n'étaient pas suffisantes pour effectuer ce choix de façon théorique.

La présente étude, effectuée sous contrat EURATOM, porte sur la convection naturelle dans une cellule "idéale", de formes géométriques simples dont les parois sont isothermes ou adiabatiques.

Elle constitue une étape fondamentale dans l'acquisition des connaissances nécessaires à la prévision des performances des calorifuges cellulaires pour réacteurs nucléaires.

2 - GENERALITES.

Il s'agit de préciser le phénomène convectif dans une cellule individuelle, pour des conditions d'utilisation correspondant à celles des réacteurs nucléaires du type graphite-gaz par exemple.

La cellule étudiée (figure 1) est parallélépipédique, elle est limitée, d'une part, par deux parois planes parallèles métalliques et isothermes, l'une à la température T_1 constitue la paroi chaude, l'autre à la température T_0 constitue la paroi froide, et, d'autre part, par quatre parois planes adiabatiques. La distance entre les deux parois isothermes est d la hauteur de ces parois est h , leur angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale α (en position verticale $\alpha = 90^\circ$). La cavité est remplie par du gaz sous pression, les variations de température créent au sein du fluide des variations de densité qui provoquent la mise en mouvement du fluide. Un écoulement ascendant où le gaz se réchauffe, se développe le long de la paroi chaude, un écoulement descendant où le gaz se refroidit, se développe le long de la paroi froide. La nature des écoulements peut être très différente selon les dimensions géométriques des cellules et les conditions de pression et de température.

Il faut en particulier distinguer les écoulements laminaires stationnaires, où localement à chaque instant les composantes de la vitesse et de la température sont constantes, les écoulements laminaires instationnaires, où l'on observe des oscillations périodiques des composantes de la vitesse et de la température mais où chaque filet fluide conserve son individualité et enfin les écoulements turbulents caractérisés par les fluctuations des vitesses et des températures et où la notion d'individualité des filets fluides perd sa signification.

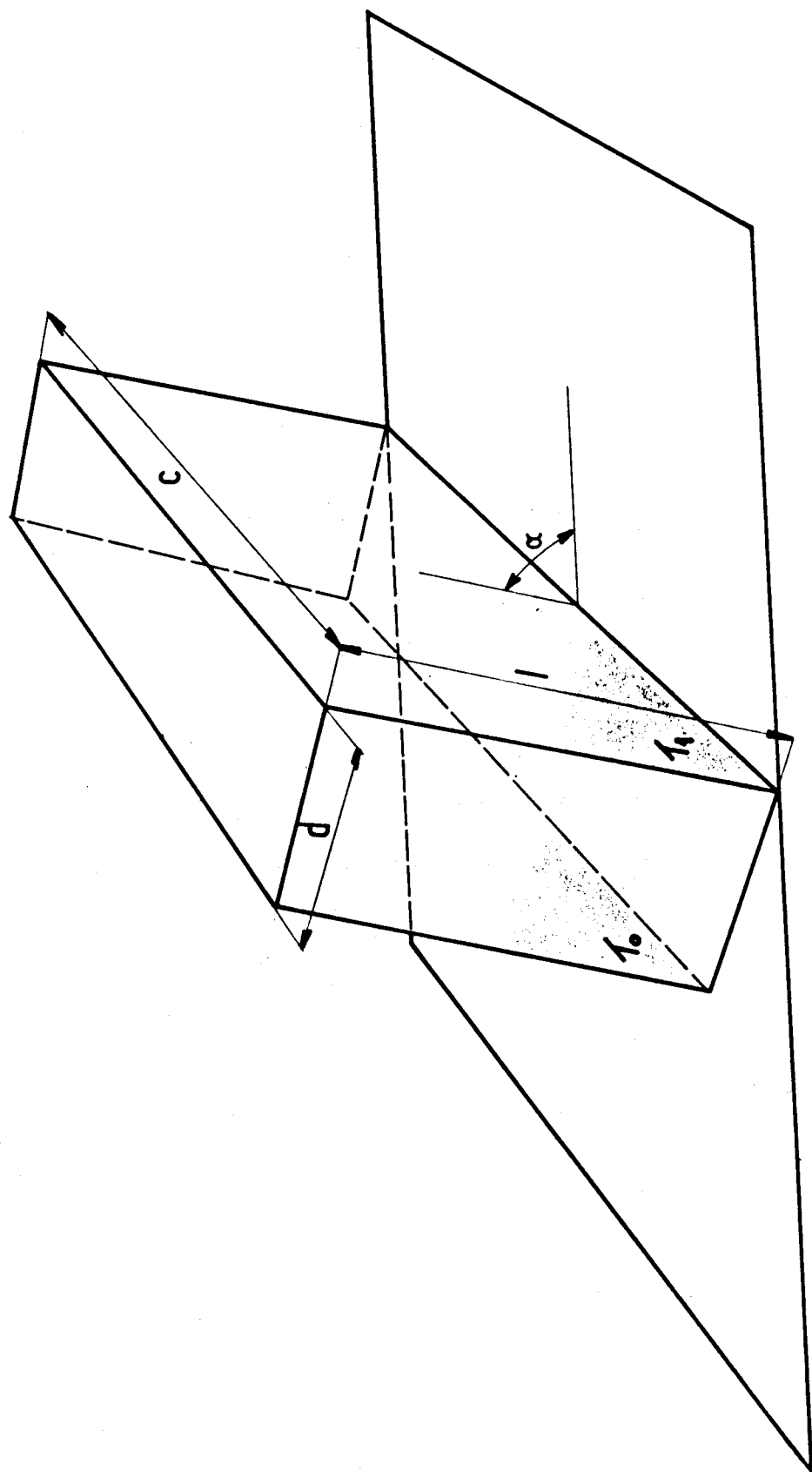
Lorsque les écoulements convectifs sont localisés au voisinage des parois ils sont appelés "écoulements à couches limites séparées". Lorsque les couches limites interfèrent entre elles, on dit que les écoulements sont à "couches limites".

jointives" : suivant que les couches limites sont plus ou moins imbriquées on distingue encore les écoulements "asymptotique" et "intermédiaire".

Ces différents écoulements peuvent exister en régime laminaire et en régime turbulent.

CELLULE D'ESSAIS

fig 1



3 - NOTATIONS.

<u>Symbole</u>	<u>Désignation</u>	<u>Dimension</u>
a	Coefficient d'absorption.	L^{-1}
Cp	Chaleur spécifique à pression constante.	$L^2.t^{-2}.T^{-1}$
d	Ecartement entre les parois isothermes d'une cellule.	L
g	Accélération de la pesanteur	$L.t^{-2}$
Gr _L	Nombre de Grashof = $\frac{g.L^3}{\nu^2}.\beta.\Delta T$	sans
ℓ	Hauteur des cellules.	L
L	Longueur caractéristique.	L
P	Pression.	$M.L^{-1}.t^{-2}$
Pr	Nombre de Prandtl = $\frac{\mu.Cp}{\lambda_f}$	sans
Ra _L	Nombre de Rayleigh = $\frac{g.L^3}{\nu^2}.(\beta.\Delta T).Pr$	sans
T ₁	Température de la paroi chaude.	T
T ₀	Température de la paroi froide.	T
T _m	Température moyenne = $\frac{T_1+T_0}{2}$	T
x, y	Coordonnées.	L
β	Coefficient de dilatation cubique à pression constante du fluide.	T^{-1}
Γ _ℓ	Groupement sans dimension lié à l'absorption du rayonnement thermique par le fluide et défini par : $\sigma.\epsilon_\infty.\frac{T^4}{\Delta T}.\frac{a.\ell^2}{\lambda_f}$	sans
ε _∞	Emissivité du fluide pour une épaisseur infinie.	sans
ΔT=(T ₁ -T ₀)	Ecart entre les températures chaude et froide.	T
λ _e	Conductibilité thermique équivalente de la cellule.	$M.L.t^{-3}.T^{-1}$
λ _f	Conductibilité thermique du fluide.	$M.L.t^{-3}.T^{-1}$
μ	Viscosité dynamique du fluide.	$M.L^{-1}.t^{-1}$

ν	Viscosité cinématique du fluide.	$L^2.t^{-1}$
π_d	Paramètre défini par $\frac{g.d}{C_p.\Delta T}$	sans
ρ	Masse volumique.	$M.L^{-3}$
σ	Constante de STEFAN-BOLTZMANN.	$M.t^{-3}.T^{-4}$
τ	Paramètre défini par $\tau = a.d$	sans

4 - ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.

L'étude bibliographique a été faite en deux étapes. La première, préalable à la recherche, a porté sur les travaux qui lui étaient antérieurs. Elle a servi à définir le programme de travail initial. La seconde, effectuée dans le but de se tenir au courant des travaux parallèles des autres chercheurs, s'est poursuivie tout au long du contrat. L'ensemble des documents étudiés est cité dans la référence {11}.

4.1. - Travaux antérieurs à la recherche.

On disposait des travaux expérimentaux de MULL et REINER (1930), DE GRAAF et VAN DER HELD (1953), ECKERT et CARLSON (1961) et de l'analyse théorique de BATCHELOR (1954).

Analyse théorique de BATCHELOR.

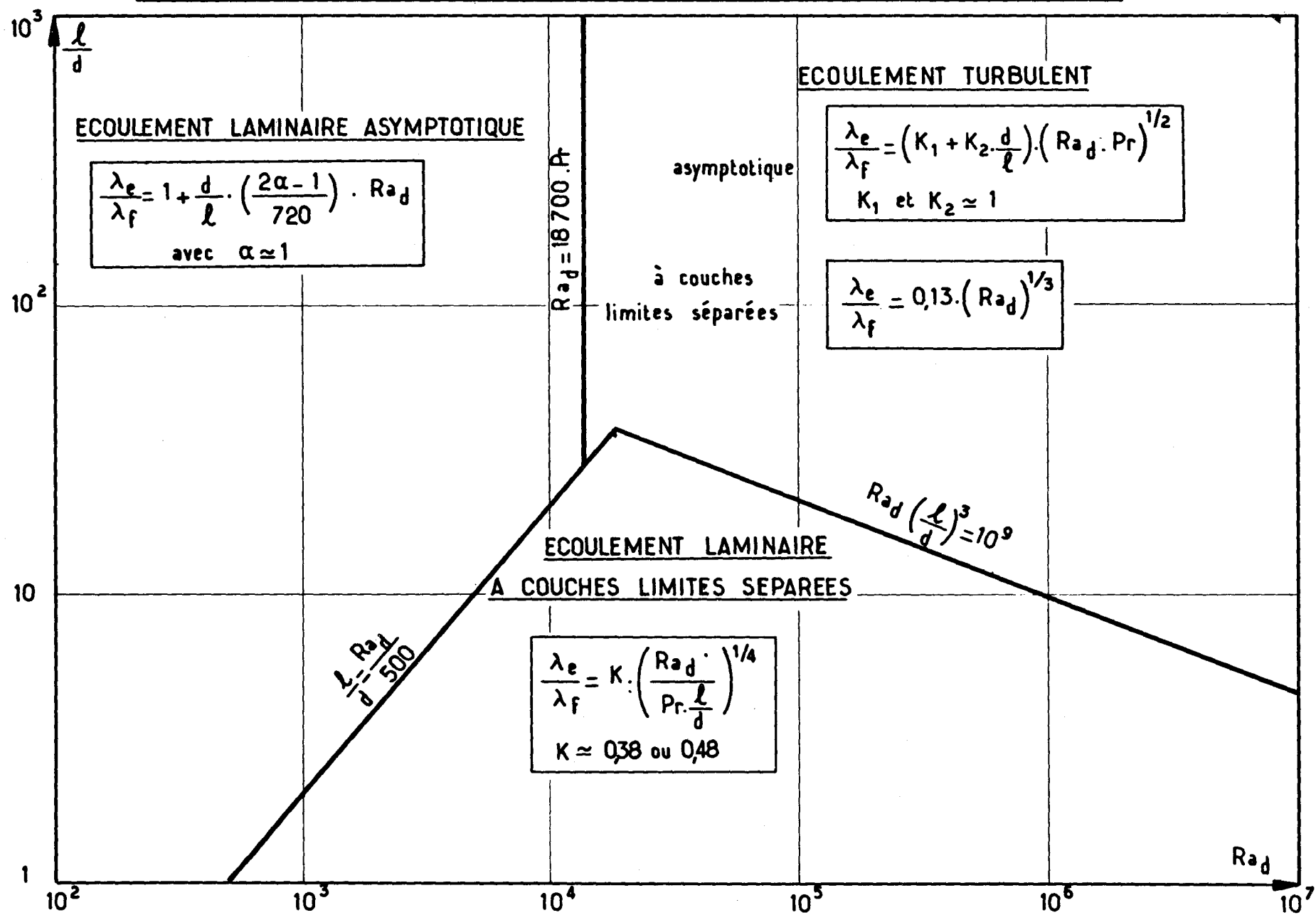
BATCHELOR {1}, fut le premier à présenter une analyse théorique du problème dans le cas de cellules en position verticale. Ses résultats sont résumés sur la figure 2.

BATCHELOR fait ressortir la possibilité d'existence de divers modes d'écoulement. Il met en évidence que :

- Les expressions de $\frac{\lambda_c}{\lambda_f}$, rapport de la conductibilité thermique apparente de la cellule $\lambda_c = \frac{\phi}{S} \cdot \frac{d}{T_1 - T_0}$ à celle du fluide λ_f , ne dépendent que de l'allongement $\frac{l}{d}$, du nombre de Rayleigh Ra_d et du nombre de Prandtl (ce dernier est pratiquement constant pour le gaz).
- Les frontières entre les différents modes et régimes d'écoulement ne dépendent que des paramètres $\frac{l}{d}$ et Ra_d .

Le caractère non linéaire des équations rend difficile l'établissement de leurs solutions et BATCHELOR n'obtient de solutions exactes que pour quelques cas particuliers. Cependant

Fig. 2 TRAVAUX DE DATCHELON
FRONTIÈRES ENTRE LES DIVERS MODES D'ÉCOULEMENT



des solutions approchées sont proposées, ainsi qu'une évaluation des frontières entre divers modes et régimes d'écoulement. L'auteur utilise pour cela des schémas simplifiés et s'inspire notamment des résultats connus de convection naturelle le long de parois planes, ou de convection forcée.

Il faut remarquer que :

- les hypothèses qu'il utilise pour transposer les résultats relatifs à une paroi verticale au cas des cellules sont discutables,
- il ne détermine pas la frontière entre les modes turbulents à couches limites jointives et séparées,
- il n'envisage pas l'éventualité d'une transition entre le mode laminaire à couches limites séparées et le mode turbulent à couches limites jointives. Compte tenu de la grande épaisseur des couches limites turbulentes vis à vis des couches limites laminaires, une telle possibilité est cependant vraisemblable,
- il ne prévoit pas l'existence d'une zone intermédiaire entre les modes d'écoulement laminaire, à couches limites jointives et séparées.

Travaux expérimentaux.

Les auteurs se sont surtout intéressés aux cellules en position verticale. MULL et REIHER donnent quelques résultats relatifs à des cellules en position horizontale avec la paroi chaude en-dessous, DE GRAAD et VAN DER HELD ont étudié des cellules inclinées avec la paroi chaude en-dessous.

Les travaux de MULL et REIHER (figure 3) et de DE GRAAF et VAN DER HELD (figure 4) sont relatifs à des mesures globales pour une cellule. Ceux d'ECKERT et CARLSON (figures 5 et 6) sont des mesures optiques par interférométrie ; en régime lami-

fig. 3 TRAVAUX DE MULL ET REIHER
CONDUCTIBILITE EQUIVALENTE D'UNE CELLULE

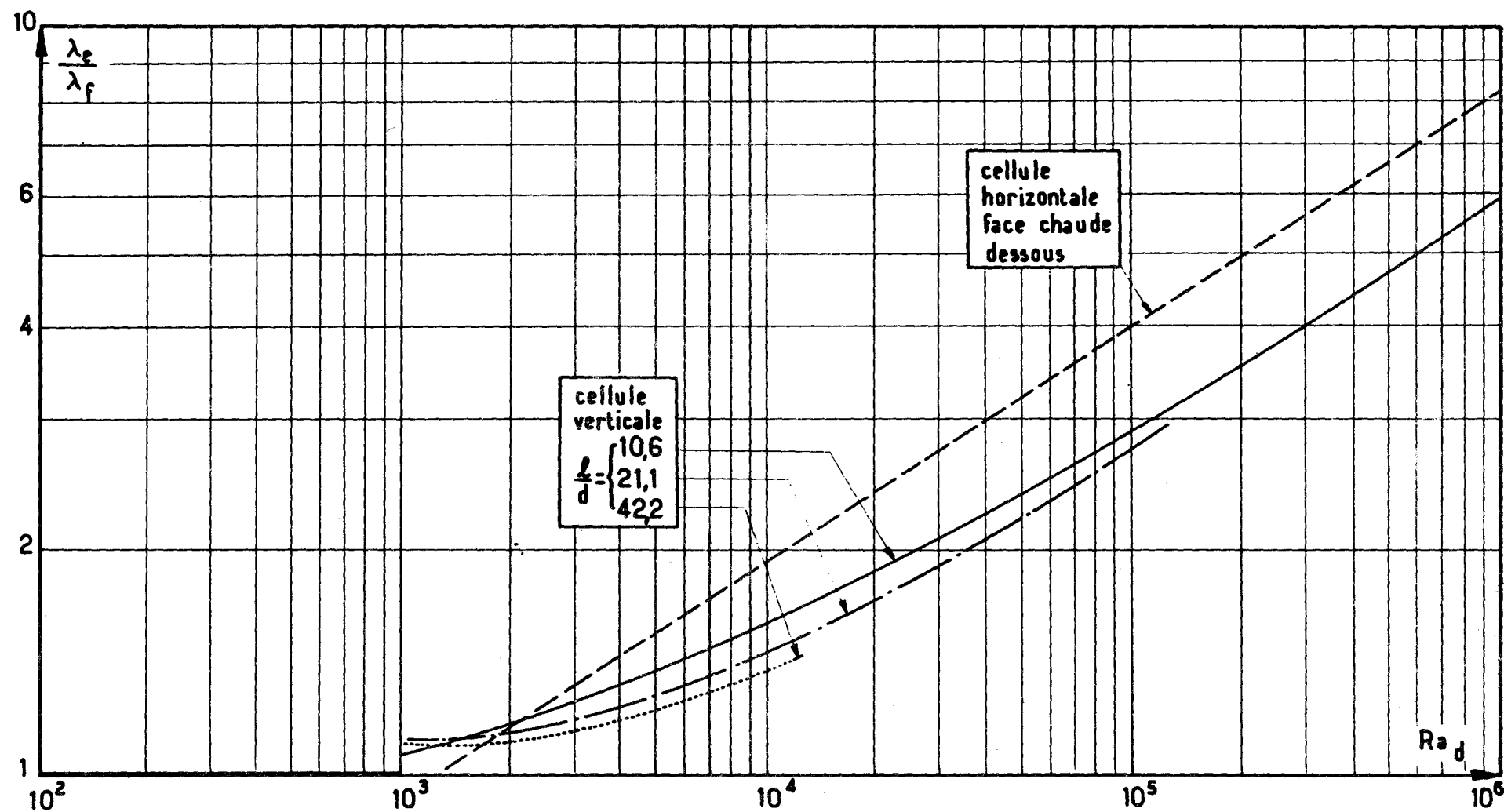


fig.4 TRAVAUX DE DE GRAAF ET VAN DER HELD
CONDUCTIBILITE EQUIVALENTE D'UNE CELLULE

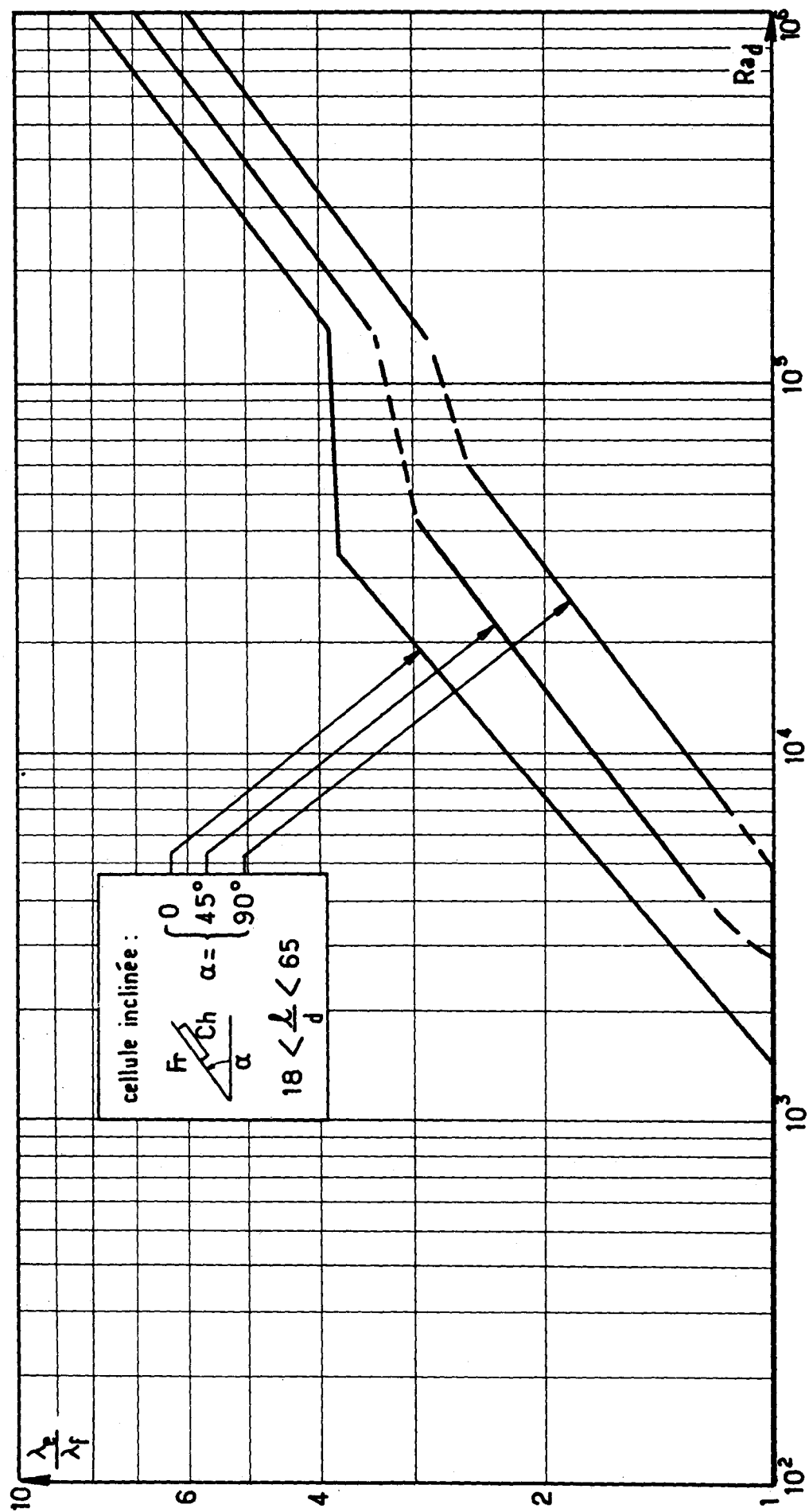


Fig.5 TRAVAUX D'ECKERT ET CARLSON
CONDUCTIBILITE EQUIVALENTE D'UNE CELLULE

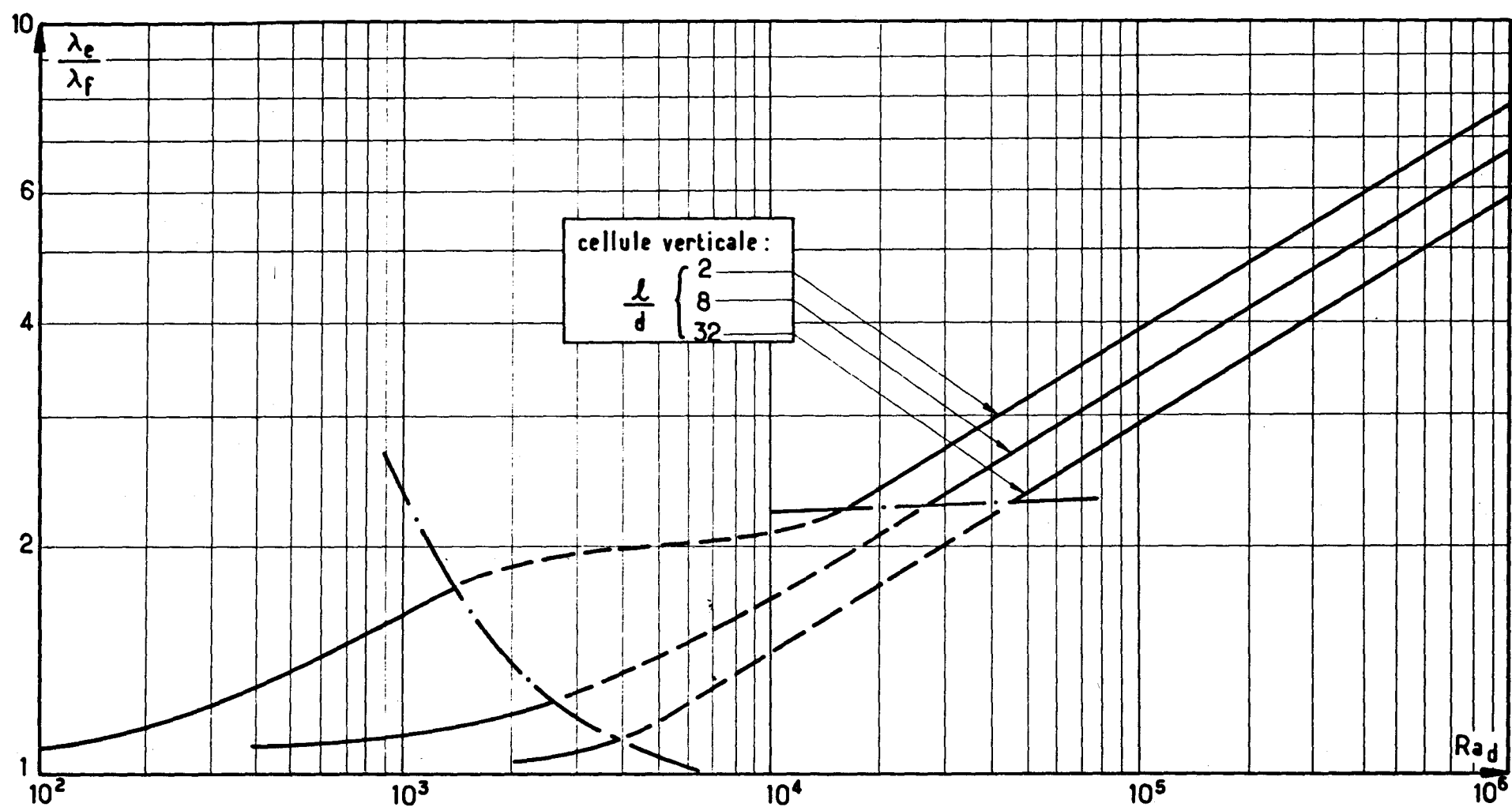
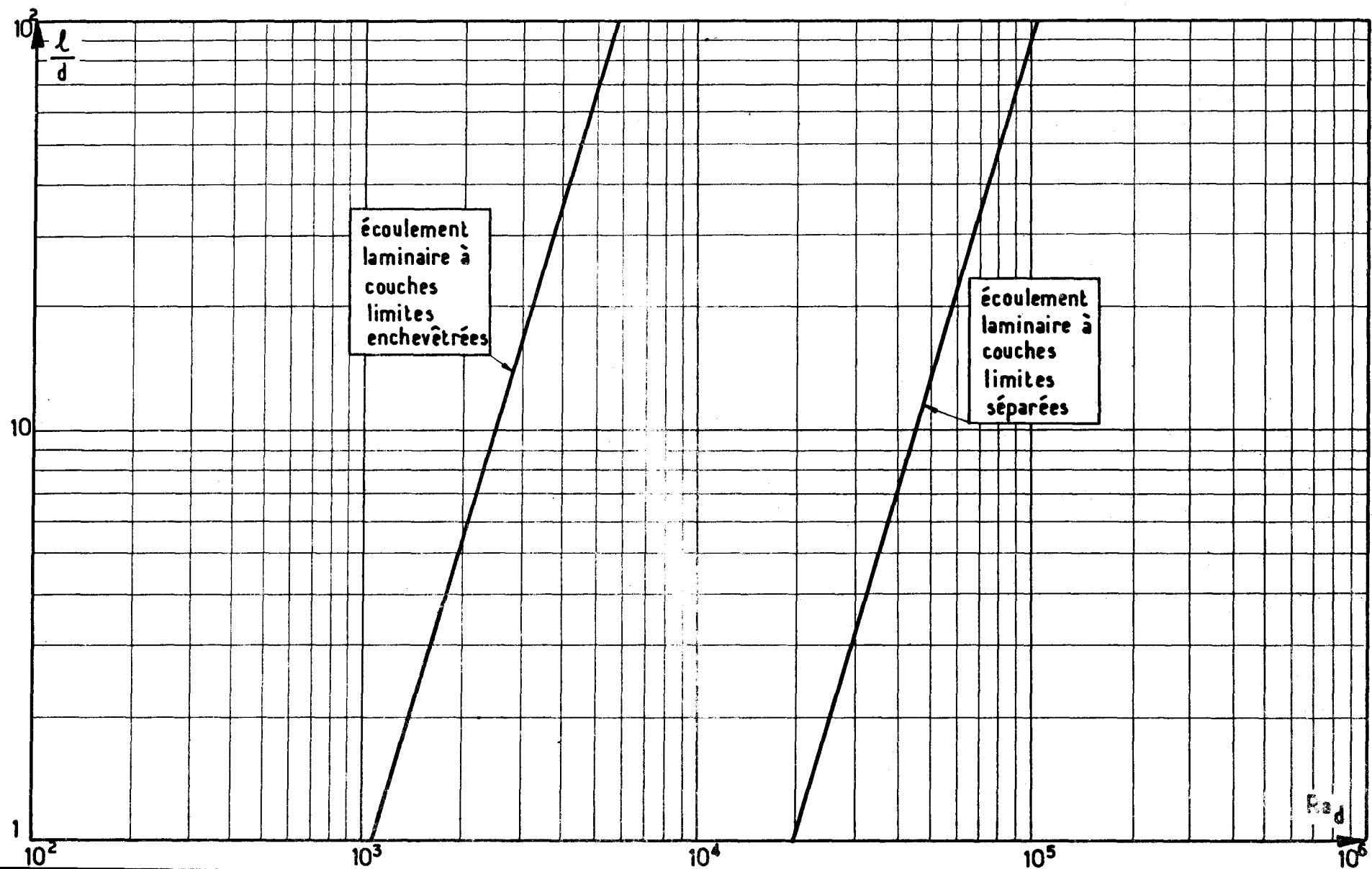


fig. 6 TRAVAUX D'ECKERT ET CARLSON

FRONTIERES ENTRE LES DIFFERENTS MODES D'ECOULEMENTS LAMINAIRES



naire, elles permettent d'atteindre les valeurs locales avec précision.

De l'ensemble de ces travaux il faut retenir que :

- toutes les mesures ont été effectuées avec de l'air à la pression atmosphérique ce qui correspond à des nombres de Rayleigh peu élevés ($Ra_d < 10^7$ pour les mesures globales, $Ra_d < 10^5$ pour les mesures optiques),
- pour des nombres de Rayleigh compris entre 10^5 et 10^7 les mesures de MULL et REIHER se groupent sur une seule courbe quel que soit l'allongement,
- le recouplement des expériences relatives aux faibles valeurs du nombre de Rayleigh ($Ra_d < 10^5$) n'est pas excellent. Dans le domaine où les grandeurs à mesurer sont faibles, les mesures optiques sont les plus précises et elles sont à retenir de préférence. Elles mettent en évidence une influence de l'allongement qui pour le mode laminaire asymptotique est en bon accord avec les prévisions de BATCHELOR. Elles montrent également l'existence d'un mode laminaire intermédiaire entre les modes asymptotique et à couches limites séparées. Pour ce mode laminaire intermédiaire seule une loi locale de distribution du flux transmis à la paroi a pu être établie. Elle dépend de la répartition de température dans le noyau central qui n'est alors ni uniforme ni linéaire. Dans le cas du mode laminaire à couches limites séparées, il existe un gradient vertical non nul de température dans le noyau central comme l'avait supposé BATCHELOR ; ceci peut expliquer la divergence entre les prévisions théoriques et les mesures.

Pour compléter le tour d'horizon des connaissances antérieures au début de l'étude, il faut aussi mentionner quelques expériences faites à la Société BERTIN et Cie pour le compte de l'ELECTRICITE DE FRANCE, et décrites en 1963 dans la référence {10}. Des mesures optiques par interférométrie différentielle avaient, dès cette époque, fait apparaître que les

conditions de transition entre les différents modes et régimes d'écoulement étaient beaucoup plus complexes que ne le laissait prévoir l'étude de BATCHELOR : en particulier les paramètres $\frac{l}{d}$ et Ra_d sont insuffisants pour corréler les résultats.

4.2. - Travaux parallèles à la recherche.

Tout au long du déroulement des travaux, un bon nombre de documents théoriques et expérimentaux ont été rassemblés puis examinés. Par rapport aux documents déjà cités, ils contiennent des informations sur des tentatives de calcul numérique sur ordinateur, des résultats expérimentaux effectués avec des liquides, c'est à dire pour des nombres de Prandtl très différents de l'unité. L'étude bibliographique a également été étendue aux espaces annulaires pour lesquels des informations intéressantes ont pu être recueillies. Une analyse plus détaillée de ces documents est fournie dans la référence [11].

Des documents bibliographiques analysés en cours d'étude, et qui ont eu une des répercussions sur la suite du programme d'essais, il faut en particulier citer les travaux de E. SCHMIDT référence [6] et ceux de J.W. ELDER références [7] et [8].

Les expériences de SCHMIDT sont relatives aux cellules de très faibles allongements. Elles sont effectuées à Ra_d voisin de 10^7 . Lorsqu'à Ra_d constant, $\frac{l}{d}$ diminue, la valeur de $\frac{\lambda_e}{\lambda_d}$ d'abord presque constante jusqu'à $\frac{l}{d} = 1$, augmente pour passer par un maximum pour $\frac{l}{d}$ voisin de 0,25 puis décroît rapidement pour les allongements inférieurs. Il y a là un moyen d'obtenir de très faibles conductibilités équivalentes.

Les travaux d'ELDER sont relatifs à des cellules d'allongements variant de 1 à 60 remplies de liquides. Leur originalité est due à la mise en évidence de plusieurs modes d'écoulements laminaires intermédiaires secondaires avec des écoulements qui ne contournent pas l'ensemble de la cellule.

5 - ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE.

Après avoir défini le domaine d'utilisation de cellules remplies de gaz sous pression dans les calorifuges "nucléaires" on s'est attaché à compléter ou préciser les résultats relatifs à ce domaine fournis par l'étude bibliographique précédente,

On s'est efforcé de :

- mettre en évidence les paramètres, autres que le nombre de Rayleigh, le nombre de Prandtl et l'allongement, pouvant influencer sur la conductibilité équivalente d'une cellule,
- préciser les critères de transition entre les différents régimes d'écoulement et notamment entre les régimes laminaires et turbulents,
- déterminer la conductibilité équivalente d'une cellule en régime turbulent asymptotique et à couches limites séparées.

5.1. - Etude théorique.

5.1.1. - Analyse dimensionnelle.

Une première analyse, faite à partir de l'inventaire de toutes les grandeurs qui interviennent dans le problème, permet de dresser une liste de paramètres caractéristiques sans dimensions. Plusieurs combinaisons, des groupements élémentaires obtenus peuvent être proposées. Il semble préférable de choisir une présentation qui fasse intervenir les paramètres usuels.

Cela conduit à la liste suivante :

$$Ra_d, Pr, \frac{l}{d}, \beta \cdot \Delta T, \frac{g \cdot d}{C_p \cdot \Delta T}, a \cdot d, \frac{T^4 \cdot l^2 \cdot a \cdot \sigma \cdot \epsilon_\infty}{\Delta T \cdot \lambda_f}$$

$Ra_d, Pr, \frac{l}{d}$ sont les paramètres usuels; $\beta \cdot \Delta T$ intervient déjà implicitement dans Ra_d ; $\frac{g \cdot d}{C_p \cdot \Delta T}$, $a \cdot d$ et $\frac{T^4 \cdot l^2 \cdot a \cdot \sigma \cdot \epsilon_\infty}{\Delta T \cdot \lambda_f}$ sont

de nouveaux paramètres. Pour mieux comprendre leur signification physique, l'analyse dimensionnelle est reprise à partir des équations du problème.

Cette analyse montre que :

- le paramètre $\beta \cdot \Delta T$ résulte de la réduction des termes prenant en compte les variations des propriétés physiques du fluide en fonction de la température,
- le paramètre $\pi_d = \frac{g \cdot d}{C_p \cdot \Delta T}$ s'introduit avec le terme traduisant le travail de transvasement effectué contre les forces de pesanteur,
- les paramètres $\tau = a \cdot d$ et $r_\ell = \frac{T^4 \cdot \lambda^2 \cdot a \cdot \sigma \cdot \epsilon_\infty}{\Delta T \cdot \lambda_f}$ proviennent de la prise en charge de l'absorption du rayonnement thermique par le fluide.

5.1.2. - Absorption du rayonnement thermique par le gaz carbonique.

Le gaz carbonique absorbe et émet dans certaines "bandes d'absorption" localisées autour de quelques longueurs d'onde. Ces bandes sont en réalité constituées de nombreuses raies correspondant chacune à une variation simultanée de l'état de vibration et de l'état de rotation de la molécule. Pratiquement cela se traduit par le fait qu'il n'est pas possible de définir un seul coefficient d'absorption tel que la loi de BEER soit applicable. Toutes les théories recueillies dans la littérature sont établies dans l'hypothèse où cette loi est applicable et conduisent déjà à des calculs compliqués lors de l'étude des interactions entre les transports thermiques par convection et rayonnement. Il est possible de remédier à cet inconvénient par la décomposition de chaque bande d'absorption du gaz carbonique, qui n'obéit pas globalement à la loi de BEER, en une somme de sous-bandes fictives obéissant chacune à cette loi et permettant ainsi des calculs de transports de chaleur. A notre connaissance seul D.K. EDWARDS a effectué des calculs d'émissivité du CO_2 à

des pressions allant jusqu'à 10 bars, et en considérant séparément chaque bande d'absorption. Nous avons converti ses résultats en données utilisables pour le calcul des transports thermiques.

Les calculs (référence {11}) effectués à partir d'informations théoriques recueillies dans la littérature montrent que si les émissivités des parois sont faibles et leur distance modérée ($d < 100$ mm) :

- le flux de rayonnement échangé entre ces parois est de l'ordre de 90 % du flux qui aurait été échangé si le gaz utilisé avait été transparent,
- le flux de convection n'est pas modifié.

5.1.3. - Critères de transition entre différents modes d'écoulement ; conductibilités équivalentes d'une cellule en régime turbulent.

Reprenant les idées de BATCHELOR et d'ECKERT et CARLSON, des calculs effectués à partir de schémas simplifiés ont été développés pour les cellules verticales, afin d'essayer de préciser les frontières entre les modes d'écoulement asymptotiques et à couches limites séparées, d'une part en régime laminaire, d'autre part en régime turbulent. Dans ce dernier cas, les travaux d'ECKERT et JACKSON, relatifs aux écoulements turbulents en convection naturelle le long d'une paroi plane isotherme, ont été utilisés.

Les résultats les plus intéressants obtenus sont les suivants :

- les valeurs des conductibilités équivalentes d'une cellule lorsque le mode d'écoulement est turbulent asymptotique ou turbulent à couches limites séparées devraient être bien moins éloignées que ne le prévoyait BATCHELOR,

- la valeur de la conductibilité équivalente d'une cellule lorsque le mode d'écoulement est turbulent à couches limites séparées est donnée par la relation :

$$\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 0,052 \cdot Ra_d^{1/3}$$

- dans le domaine laminaire pour un allongement $\frac{l}{d} < 1,23$. Pr le fluide en mouvement ne peut contourner la cellule, l'énergie motrice devenant insuffisante,

Ce dernier résultat s'accorde bien avec les observations d'ELDER qui pour des faibles allongements a vu des écoulements secondaires qui ne contournaient pas la totalité de la cellule.

5.2. - Etude expérimentale.

5.2.1. - Conditions d'essais.

Les conditions d'essais ont été les suivantes :

- maquettes d'allongements allant de 3,5 à 500 pour les maquettes usuelles, de 0,025 à 0,2 pour une maquette spécialement destinée aux mesures aux très faibles allongements,
- maquettes orientables de 0 à 180°,
- fluides : azote et gaz carbonique, sous des pressions variant de 1 à 60 bars,
- différences de températures entre les faces chaudes et froides allant de 1 à 250°C.

5.2.2. - Dispositifs expérimentaux.

Banc d'essais thermiques (figure 7).

Il est constitué de trois éléments principaux : la maquette, un pupitre de commande et de régulation qui comprend les appareillages de mesure et un ensemble extérieur au pupitre où s'effectuent les mesures des débits d'eau des circuits de refroidissement.

La maquette comporte essentiellement deux cellules symétriques situées de part et d'autre d'une plaque chauffante. Cette disposition permet de diminuer les pertes, qui se réduisent aux pertes latérales, et de comparer pour les essais en position verticale les résultats obtenus sur les deux cellules. Cette symétrie n'est plus valable pour les essais avec cellule en position horizontale ou inclinée. Dans ce dernier cas, l'une des cellules a été remplie de "Marinite", matériau compact mais poreux qui constitue les structures de la maquette dont les caractéristiques thermiques en fonction de la pression et de la température ont été évaluées au cours des essais.

Une maquette spéciale a été conçue pour les essais avec cellule à très faibles allongements. La nécessité de réduire au maximum les pertes latérales devant les flux à mesurer, a conduit à installer des circuits de garde.

Les maquettes sont situées à l'intérieur d'une enceinte sous pression qui peut résister à 60 bars.

Les mesures sont effectuées après un long temps de stabilisation.

Banc d'essais optiques (figure 8).

Le procédé de visualisation utilisé est "l'interférométrie différentielle". Ce procédé a été développé en France par l'Office National des Etudes et Recherches Aéronautiques. Il

DISPOSITIFS EXPERIMENTAUX

fig. 7 BANC D'ESSAIS OPTIQUES

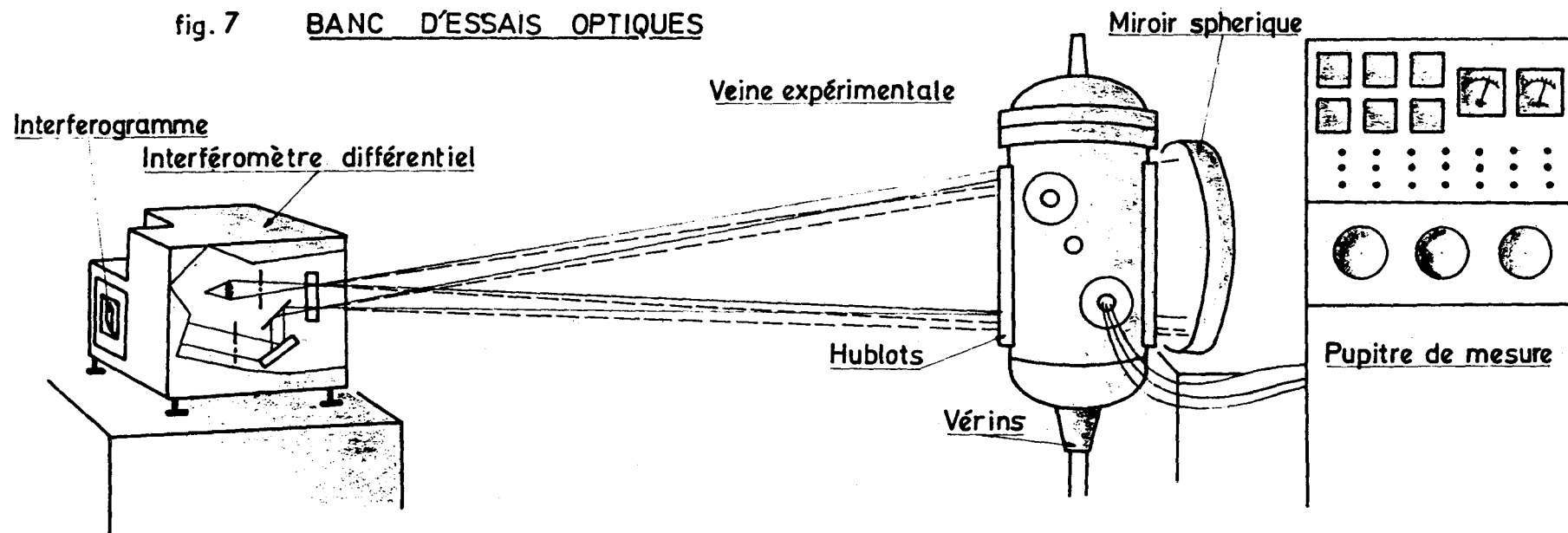
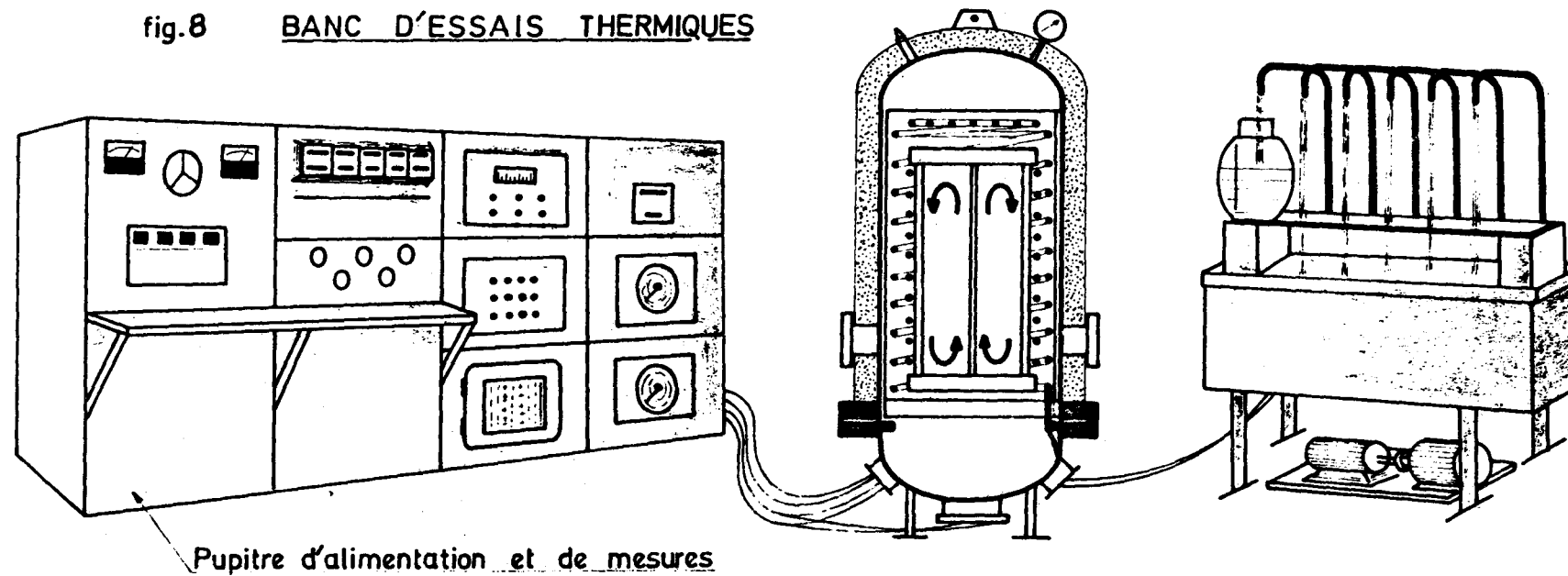


fig. 8 BANC D'ESSAIS THERMIQUES



possède par rapport à l'interférométrie classique l'avantage d'une grande maniabilité, il permet un grand champ d'observation, mais présente l'inconvénient de limiter les mesures quantitatives aux écoulements bidimensionnels.

Le dispositif expérimental comprend une enceinte sous pression, la maquette, des appareils de mesure.

L'enceinte sous pression est conçue pour supporter des pressions de 30 bars, elle comprend trois éléments :

- un couvercle avec la canalisation de mise en pression,
- un élément intermédiaire comportant : deux paires de hublots diamétralement opposés qui permettent la visualisation, des orifices pour le passage des circuits chauffants du circuit de refroidissement et des thermocouples,
- une partie inférieure semblable à la partie intermédiaire mais comportant seulement deux hublots face à face. Cette partie inférieure placée sur un socle spécial, permet d'obtenir une cellule inclinée sous un angle quelconque.

5.2.3. - Résultats expérimentaux.

5.2.3.1. - Déroulement, dépouillement et interprétation des essais.

Lors des essais thermiques, les flux de chaleur transmis ont été mesurés après un long temps de stabilisation. Pour atteindre les conductibilités thermiques équivalentes des cellules, il a fallu déduire des grandeurs mesurées, les flux transmis par conduction pure dans les structures et par rayonnement entre les parois.

Lorsque le fluide était transparent au rayonnement thermique (azote), ces quantités ont été évaluées à partir des essais sous vide.

Lorsque le fluide absorbait le rayonnement thermique, le flux transmis par rayonnement entre parois dépendait du niveau de pression et son évaluation était beaucoup plus difficile. Les indications du paragraphe 5.1.2. ont alors été utilisées.

Les mesures de $\frac{\lambda_e}{\lambda_f}$ ainsi obtenues ont ensuite été corrélées à l'aide d'un calculateur électronique. Bien que le recouplement des mesures avec azote et CO_2 ne soit pas parfait, les divergences ne dépassent pas les incertitudes dues à la précision des mesures.

Lors des essais optiques, les paramètres fixés au début de chaque expérience étaient les dimensions géométriques et l'orientation de la cellule, la nature du fluide, le niveau de pression, la température de la paroi froide. Ensuite le déroulement de l'essai était le suivant, la température de la paroi chaude était augmentée progressivement, mais suffisamment lentement pour que l'on soit pratiquement toujours en régime établi. On notait la température de la face chaude pour laquelle un changement du mode d'écoulement était observé. La corrélation des résultats a aussi été faite à l'aide de lissages, sur calculateur électronique.

Des détails précis sur le dépouillement des essais thermiques et optiques sont fournis dans la référence [11].

5.2.3.2. - Résultats des essais thermiques.

CELLULES VERTICALES.

Pour des valeurs du paramètre μ_d supérieures à 10^{-6} l'ensemble des résultats a été regroupé sous forme de lois de corrélation sauf dans le domaine des allongements inférieurs à 0,2 et des nombres de Rayleigh inférieurs à 10^{11} . Deux lois ont été obtenues ayant chacune leur domaine de validité. Elles sont données dans le tableau ci-dessous :

Lois de corrélation	Domaine de validité
$\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 0,075 . Ra_d^{0,315} \quad (A)$	$10^5 < Ra_d < 10^{11}$ $3,5 < \frac{l}{d} < 100$
$\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 0,087 . Ra_d^{0,318} \quad (B)$	$10^{11} < Ra_d < 10^{13}$ $0,025 < \frac{l}{d} < 0,2$

Dans le domaine des allongements inférieurs à 0,2 et des nombres de Rayleigh inférieurs à 10^{11} , la figure 9 montre que la conductibilité équivalente réduite $\frac{\lambda_e}{\lambda_f}$ doit s'exprimer à la fois en fonction du nombre de Rayleigh Ra_d et du paramètre $\frac{l}{d}$. Le nombre de valeurs de $\frac{l}{d}$ explorées n'étant pas suffisant, il n'a pas été possible d'obtenir une loi de corrélation valable traduisant l'influence de ce paramètre.

Pour des valeurs du paramètre π_d inférieures à 10^{-6} la figure 10 montre que la conductibilité équivalente réduite $\frac{\lambda_e}{\lambda_f}$ est fonction du nombre de Rayleigh Ra_d et du paramètre π_d . De même que précédemment il n'a pas été établi de lois de corrélation faute de points de mesure suffisants.

CELLULES HORIZONTALES AVEC LA PAROI CHAUDE EN-DESSOUS.

Les résultats sont semblables à ceux obtenus pour les cellules verticales.

Pour des valeurs du paramètre π_d supérieures à 10^{-6} les résultats sont correctement représentés par la relation :

$$\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 0,265 . Ra_d^{0,269} \quad (C)$$

valable dans le domaine $10^5 < Ra_d < 10^{12}$, allongement quelconque.

fig. 9 CELLULES VERTICALES - $\pi_d > 10^{-6}$

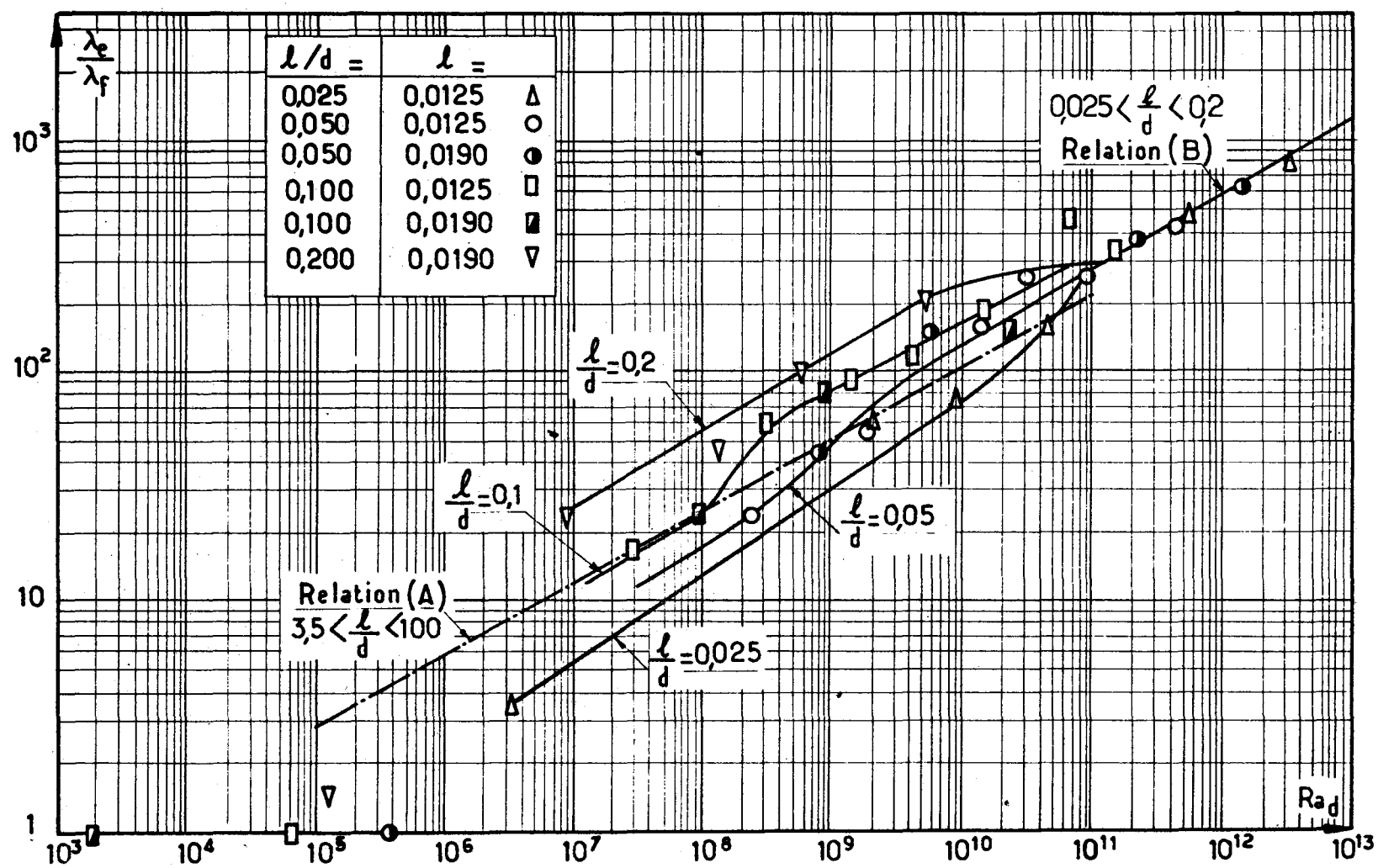
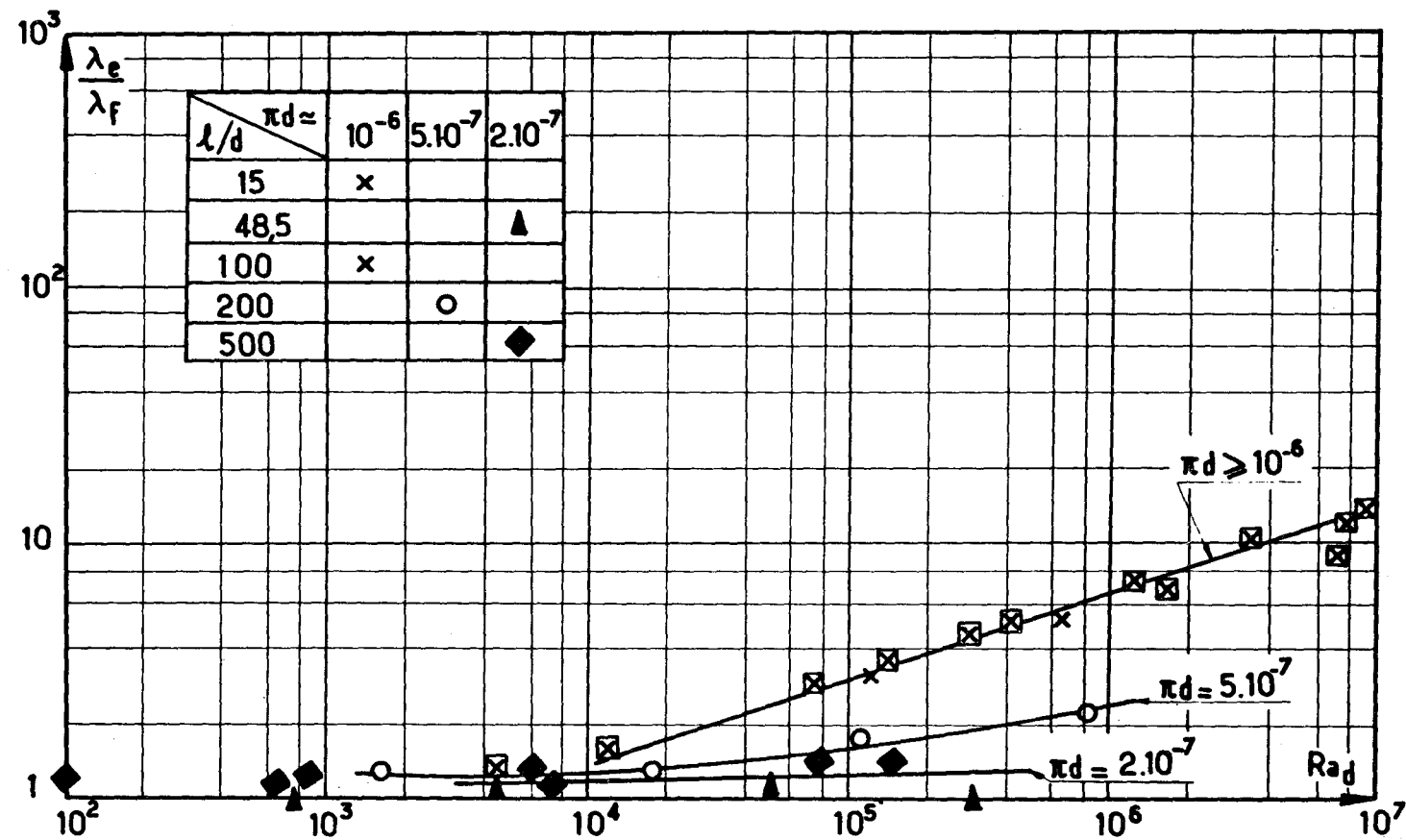


fig. 10 MISE EN EVIDENCE DE L'INFLUENCE DU PARAMETRE πd

Points à faibles écartements et grands allongements



Pour des valeurs du paramètre π_d inférieures à 10^{-6} les résultats sont donnés sur la figure 11. On constate une influence de l'écartement de la cellule qui devrait pouvoir être traduite à l'aide du paramètre π_d .

CELLULES INCLINEES.

Les essais ont été effectués avec deux maquettes d'allongement respectif 11,75 et 100. Au cours des expériences le nombre de Rayleigh a varié de 10^7 à 10^{11} , le paramètre π_d est toujours resté supérieur à 10^{-6} et on a donné à l'inclinaison α les valeurs $0^\circ - 22,5^\circ - 45^\circ - 67,5^\circ - 90^\circ - 112,5^\circ - 135^\circ - 157,5^\circ - 180^\circ$. Jusqu'à $67,5^\circ$ les valeurs de la conductibilité équivalente réduite sont, toutes choses égales par ailleurs, les mêmes que pour des cellules horizontales dont la paroi chaude est en dessous :

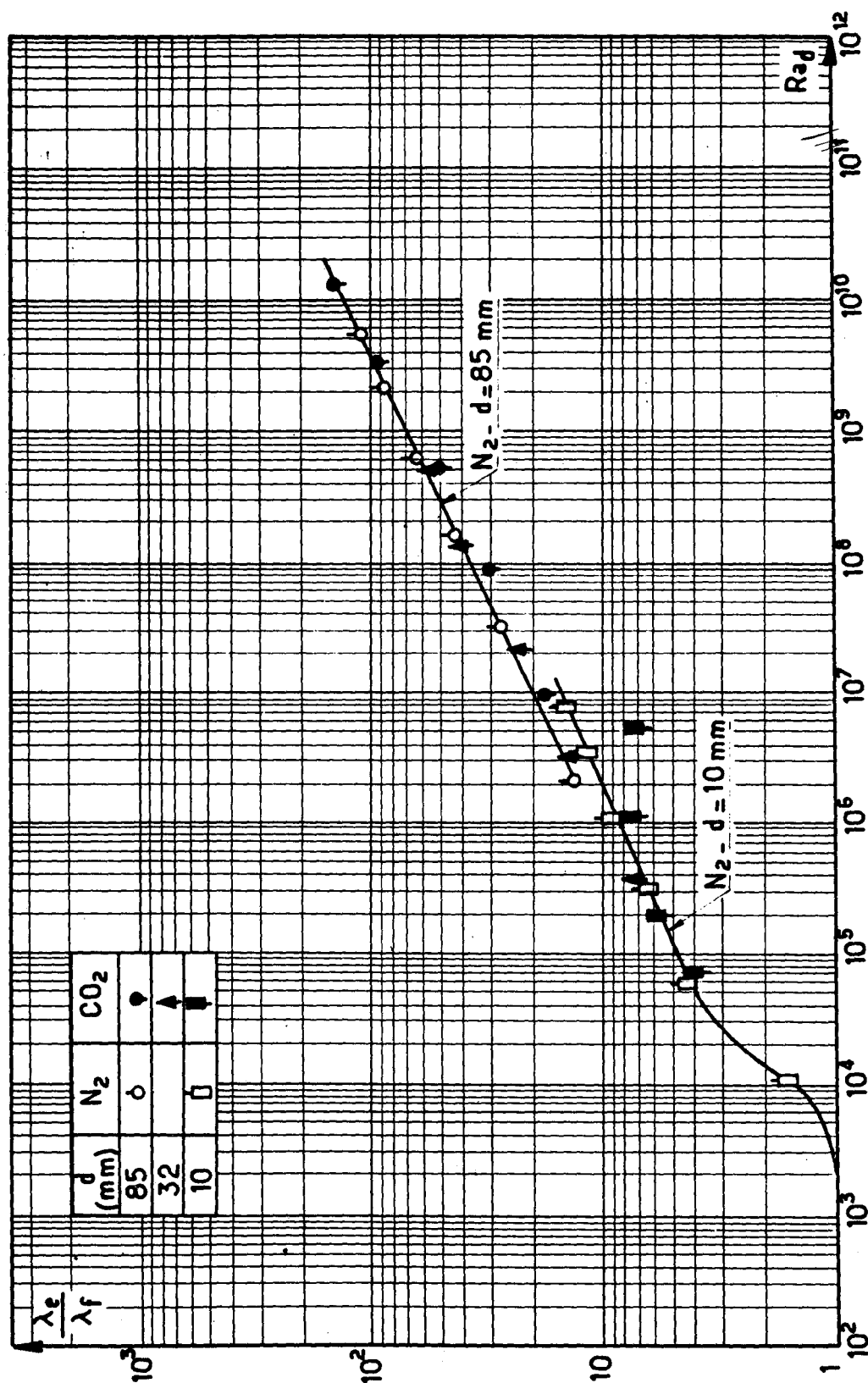
$$\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 0,265 \cdot Ra_d^{0,269} \quad (D)$$

Pour les valeurs de l'inclinaison supérieures ou égales à 90° les valeurs de la conductibilité équivalente réduite sont données par la relation :

$$\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 1 + (-1 + 0,075 \cdot Ra_d^{0,315}) \cdot \sin(180^\circ - \alpha) \quad (E)$$

Pour $\alpha = 90^\circ$ les valeurs de $\frac{\lambda_e}{\lambda_f}$ données par cette dernière relation qui devient alors : $\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 0,075 \cdot Ra_d^{0,315}$ sont très peu différentes de celles obtenues à partir de la relation $\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = 0,265 \cdot Ra_d^{0,269}$ dans le domaine des nombres de Rayleigh exploré.

Fig.11 CELLULE EN POSITION HORIZONTALE
AVEC LA FACE CHAUDE EN DESSOUS



5.2.3.3. - Résultat des essais optiques.

Ces essais avaient pour but principal la détermination des critères de transition entre les écoulements laminaires et les écoulements turbulents. Ils ont permis entre autre, pour les cellules verticales, de préciser les critères de transition entre les différents écoulements laminaires et de mesurer le gradient vertical de température dans le noyau central pour les écoulements à couches limites séparées.

Lors de l'établissement des critères de transition il n'a pas été possible de trouver des relations $Ra_d = f(\frac{\lambda}{d})$ regroupant l'ensemble des résultats.

En l'absence de résultats théoriques pouvant servir de guide, il a paru préférable d'essayer de chercher des relations entre des paramètres sans dimensions pratiquement proportionnels aux grandeurs mesurées : écart de température entre les parois chaude et froide de la cellule, pression du fluide, hauteur et profondeur de la cellule.

Les figures 12, 13, 14 et 15 des pages suivantes extraites de la référence [11] illustrent les différents modes d'écoulement observés, pour diverses configurations (cellules verticale, horizontale ou inclinée) ou pour diverses valeurs de l'écartement d des parois isothermes, de la hauteur λ des cellules, du niveau de pression et de l'écart de températures entre les parois chaude et froide. Sur ces figures les températures sont données en degrés Kelvin, les pressions en bars absolus, les écartements en mètres.

Il faut noter pour les cellules en position verticale l'amincissement progressif des couches limites en fonction de l'augmentation de ΔT et leur déformation précédant l'apparition des instabilités. Sur le dernier cliché de la figure 12 (allongement $\lambda/d = 16$) on remarque les écoulements du type secondaire à plusieurs cellules tels que ceux décrits par ELDER. La comparaison (figure 13) des interférogrammes obtenus avec des cellules

fig.12 CELLULES VERTICALES

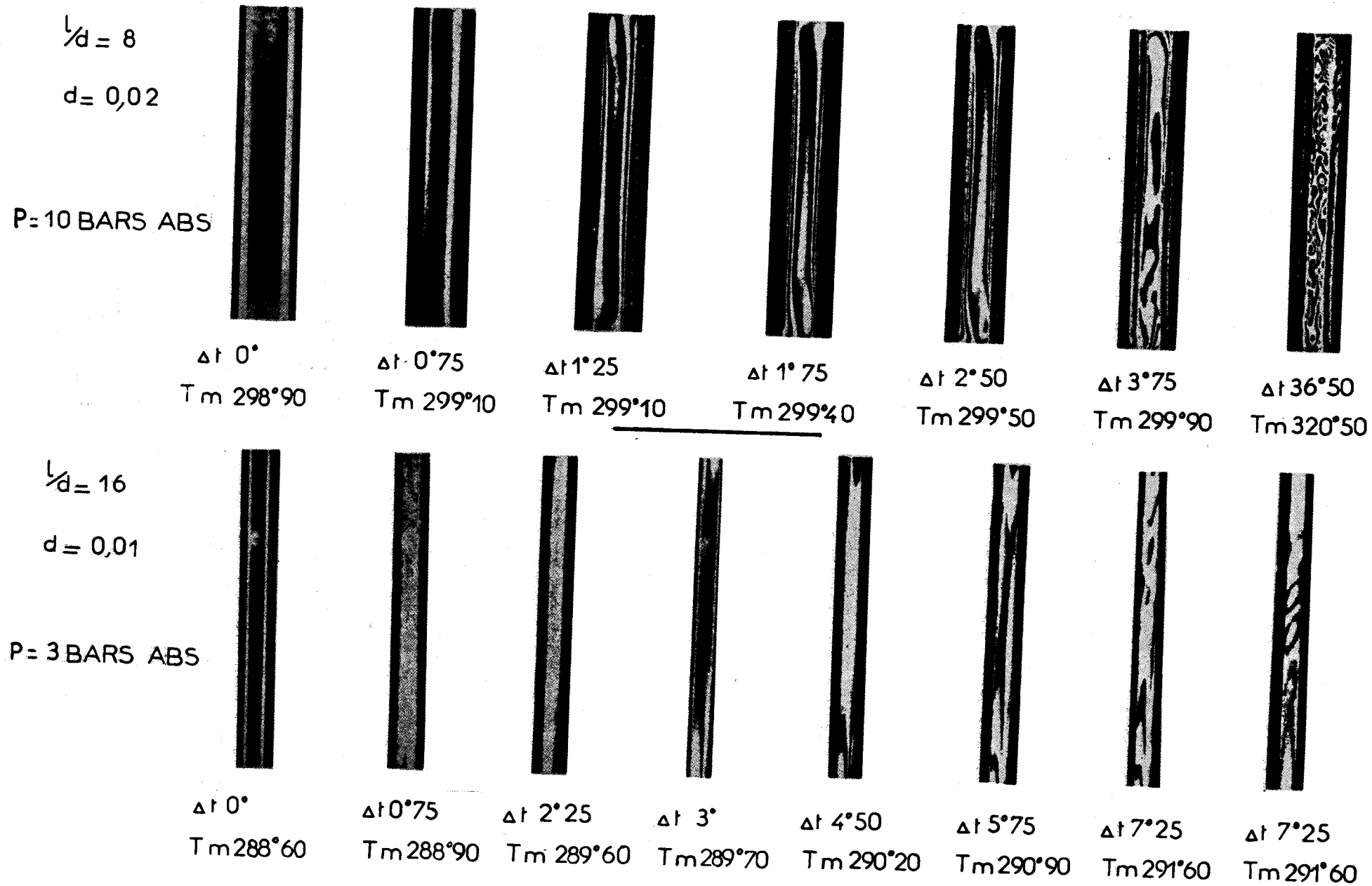


fig. 13 CELLULES HORIZONTALES

P= 7 BARS ABSOLUS

d = 0,02

FACE SUPÉRIEURE CHAUDE

FACE SUPÉRIEURE FROIDE

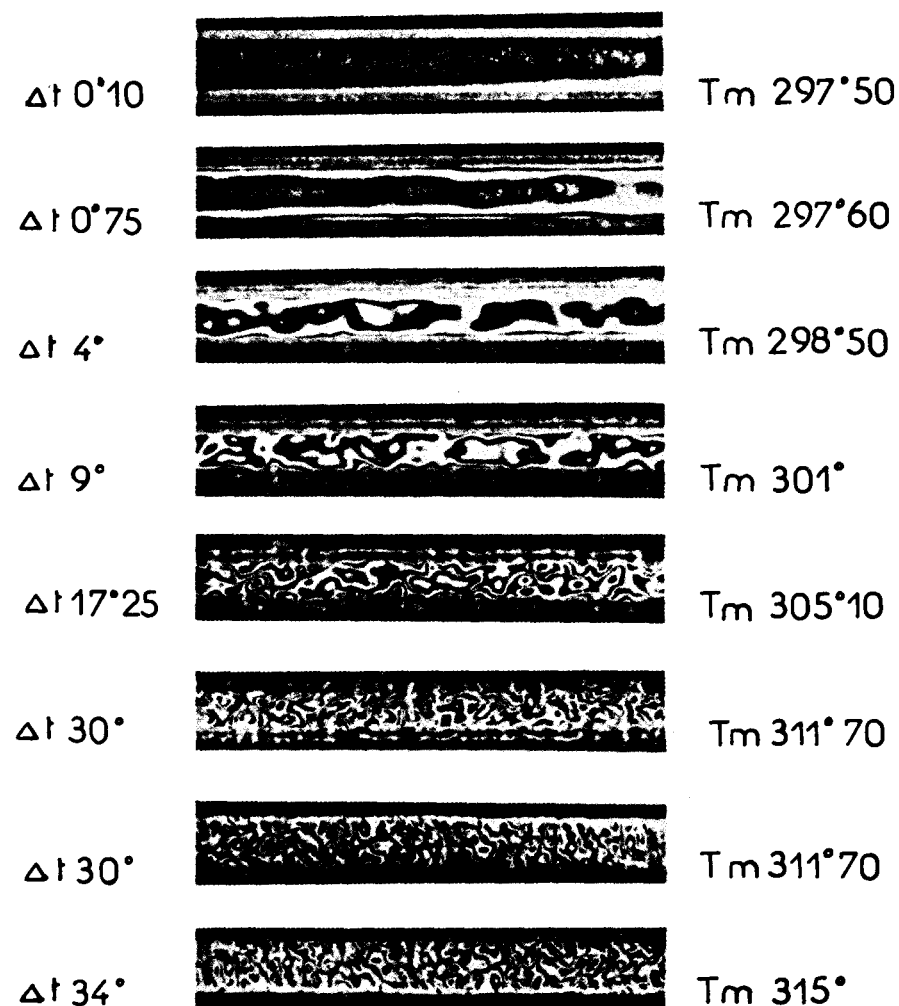
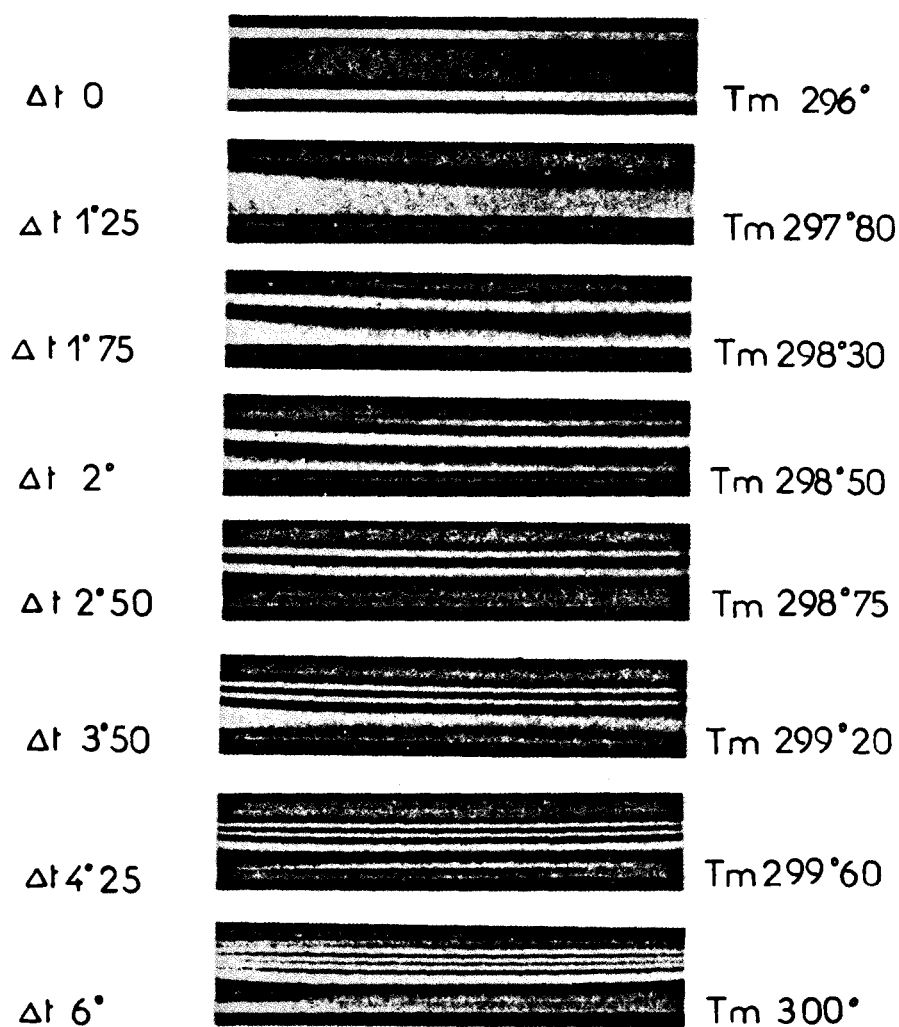


fig.14 CELLULES INCLINÉES

$P=14$ bars abs

$d=0,03$

Début des ondulations

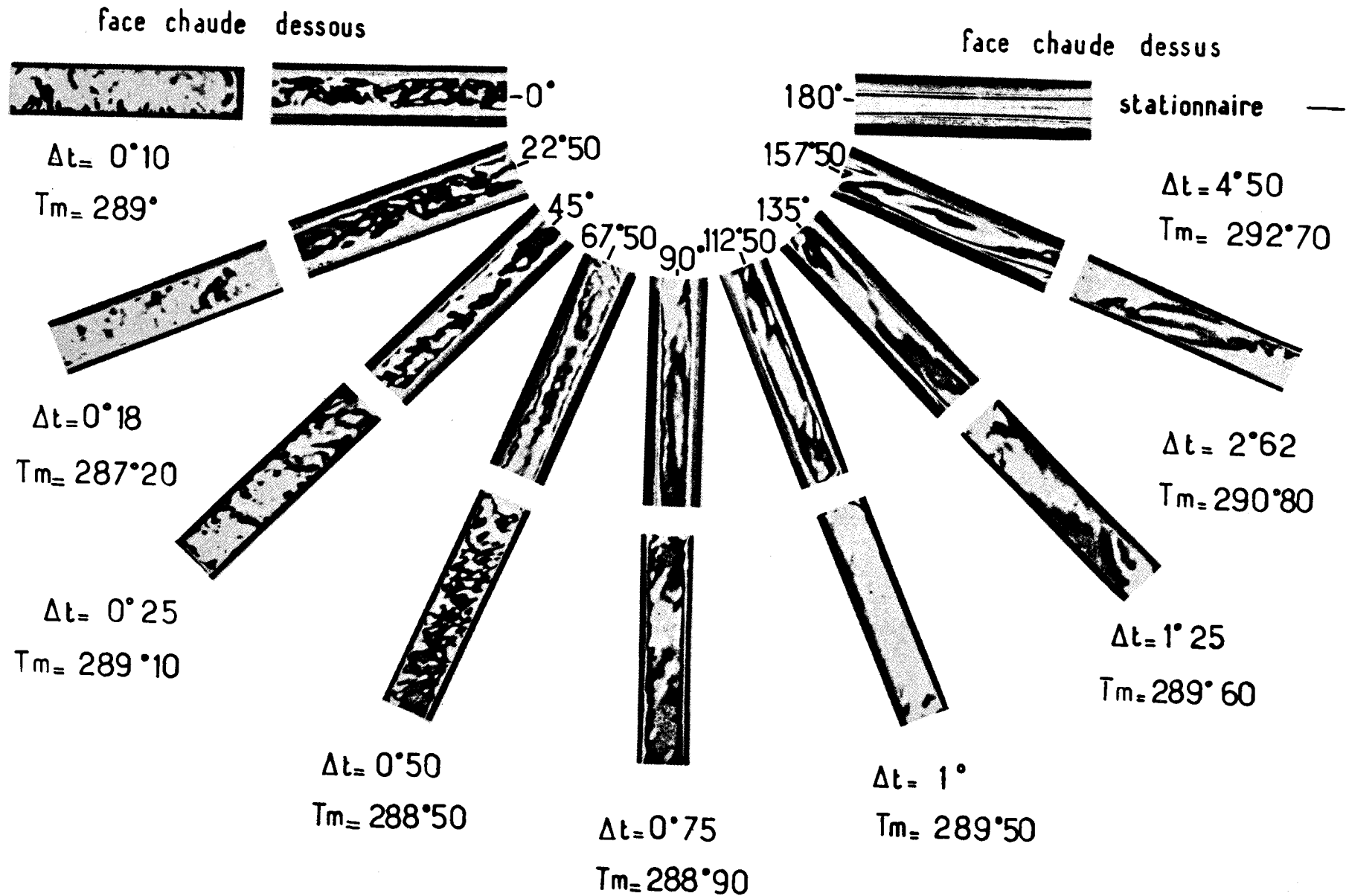
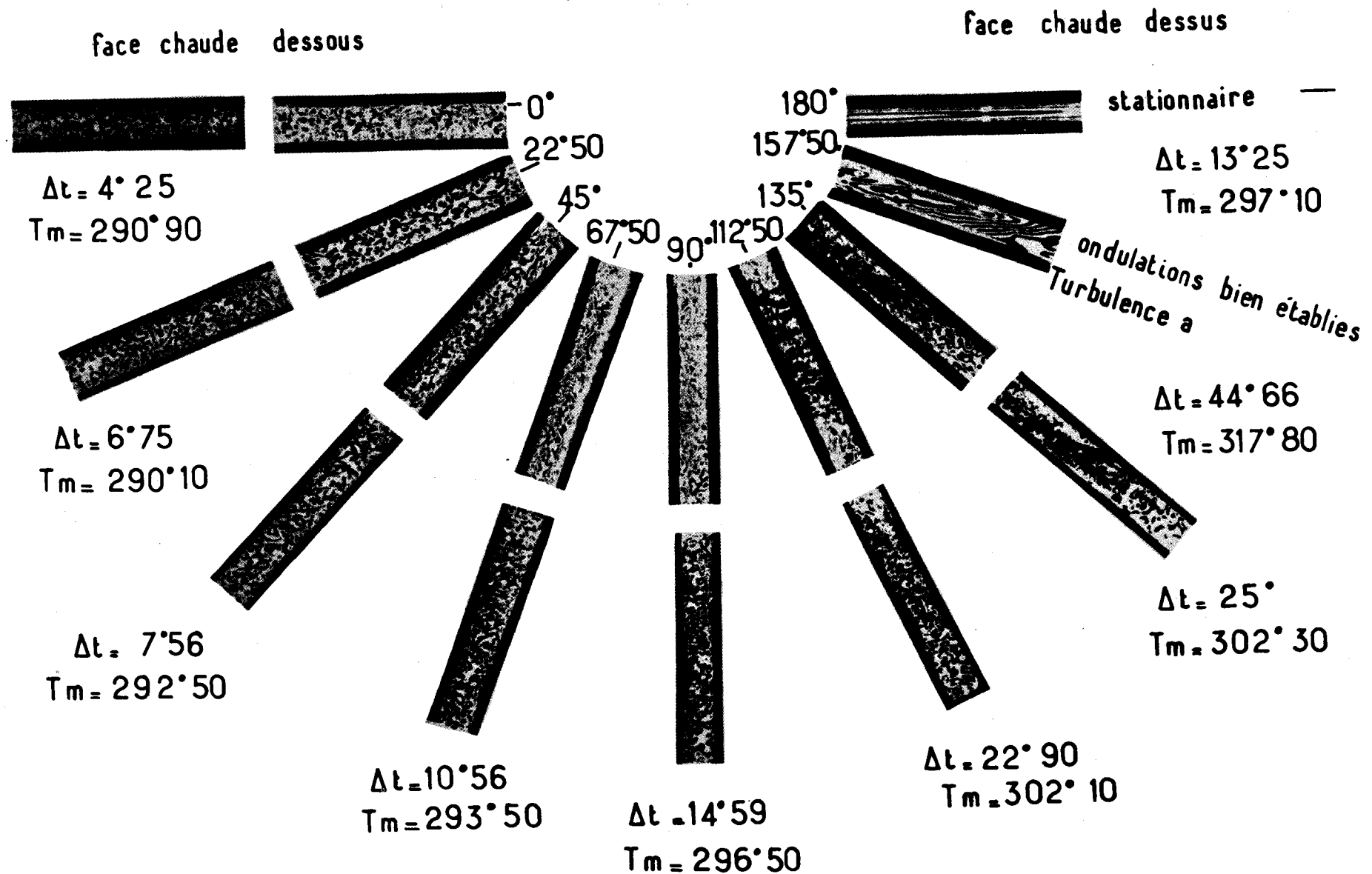


fig. 15 CELLULES INCLINEES

P=14 bars abs

d=0,03

Pleine turbulence



horizontales où la paroi chaude est tantôt au-dessus, tantôt au-dessous est éloquente.

Quelque soit le fluide utilisé, anhydride carbonique ou azote, des résultats identiques ont été obtenus :

CELLULES VERTICALES.

Transition entre les écoulements laminaires stationnaires et les écoulements laminaires instationnaires :

$$\beta \cdot \Delta T = 3,99 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} \right)^{-1,03} \left(\frac{g \cdot \beta \cdot l}{C_p} \right)^{-1,1} \left(\frac{l}{d} \right)^{0,23}$$

avec :

$$2 \cdot 10^{12} < \frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} < 6 \cdot 10^{13}$$

$$5 \cdot 10^{-7} < \frac{g \cdot \beta \cdot l}{C_p} < 5 \cdot 10^{-5}$$

$$1 < \frac{l}{d} < 200$$

Transition entre les écoulements laminaires instationnaires et les écoulements turbulents :

$$\beta \cdot \Delta T = 3,94 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} \right)^{-0,66} \left(\frac{g \cdot \beta \cdot l}{C_p} \right)^{-0,51} \cdot \left(\frac{l}{d} \right)^{0,12}$$

avec :

$$2 \cdot 10^{12} < \frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} < 3 \cdot 10^{13}$$

$$5 \cdot 10^{-7} < \frac{g \cdot \beta \cdot l}{C_p} < 4 \cdot 10^{-5}$$

$$1 < \frac{l}{d} < 200$$

Limites entre les divers modes d'écoulement laminaire :
quelques mesures effectuées dans le domaine laminaire ont donné des résultats semblables à ceux d'ECKERT et CARLSON, référence {5}, pour des valeurs de l'allongement inférieures ou égales à 16. Pour des valeurs supérieures, nous avons observé des écoulements laminaires secondaires.

Gradient vertical de température dans le noyau central
lorsque l'écoulement est laminaire à couches limites séparées : au cours des essais il a paru intéressant de vérifier la loi proposée par ELDER, référence {7}, pour des allongements de 1 à 8 :

$$\frac{1}{T_1 - T_0} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{\left(x = \frac{l}{2}, y = \frac{d}{2}\right)} = 0$$

pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh,

$$\frac{1}{T_1 - T_0} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{\left(x = \frac{l}{2}, y = \frac{d}{2}\right)} = 3 \cdot 10^{-7} \left(\frac{Ra_d}{\frac{l}{d}} \right)^2$$

pour des valeurs du nombre de Rayleigh voisins de 10^3 ,

$$\frac{1}{T_1 - T_0} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{\left(x = \frac{l}{2}, y = \frac{d}{2}\right)} = 0,5$$

pour les grandes valeurs du nombre de Rayleigh.

Pour les faibles et les grands nombres de Rayleigh nos résultats sont semblables à ceux d'ELDER, mais dans la zone intermédiaire il n'a pas été possible de trouver une corrélation semblable à la sienne. Nous proposons les relations suivantes :

$$\frac{1}{T_1 - T_0} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{(x = \frac{l}{2}, y = \frac{d}{2})} = 0 \quad \text{pour } Ra_d \cdot \pi_d^{-1} < 10^8$$

$$\frac{1}{T_1 - T_0} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{(x = \frac{l}{2}, y = \frac{d}{2})} = 0,75 \cdot 10^{-9} Ra_d \cdot \pi_d^{-1}$$

pour $10^8 < Ra_d \cdot \pi_d^{-1} < 8 \cdot 10^8$

$$\frac{1}{T_1 - T_0} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{(x = \frac{l}{2}, y = \frac{d}{2})} = 0,6 \pm 0,2 \quad \text{pour } Ra_d \cdot \pi_d^{-1} > 8 \cdot 10^8$$

A l'heure actuelle nous ne savons pas expliquer les divergences entre les résultats d'ELDER et les nôtres.

CELLULES HORIZONTALES AVEC LA PAROI CHAUDE EN DESSOUS.

Début des écoulements turbulents :

$$\beta \cdot \Delta T = 3,47 \cdot 10^{11} \cdot \left(\frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} \right)^{-0,98}$$

avec : $2 \cdot 10^{12} < \frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} < 3 \cdot 10^{13}$

CELLULES INCLINEES.

Début des écoulements turbulents :

$$\beta \cdot \Delta T = 3,47 \cdot 10^{11} \cdot \left(\frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} \right)^{-0,98} \cdot e^{\frac{\alpha}{180}}$$

avec : $2 \cdot 10^{12} < \frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)^{3/2} < 3 \cdot 10^{13}$

et : $0 < \alpha < 67,5^\circ$

$$\beta \cdot \Delta T = 0,47 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C}{\beta} \right)^{3/2} \right)^{-0,66} \cdot \left(\frac{E \cdot \beta \cdot l}{C} \right)^{-0,51}$$

$$\left(\frac{l}{d} \right)^{0,12} \left(\frac{1}{e^{-\frac{\alpha}{600}}} \right)^{-0,74}$$

avec : $2 \cdot 10^{12} < \frac{1}{g \cdot v} \cdot \left(\frac{C}{\beta} \right)^{3/2} < 3 \cdot 10^{13}$

et : $90 < \alpha < 180^\circ$

5.2.3.4. - Relations entre les essais thermiques et les essais optiques.

L'examen comparatif des résultats des essais thermiques et optiques montre que les relations (A), (B), (C), (D), (E), sont relatives à des écoulements pleinement turbulents et que les courbes de la figure 11 sont relatives à des écoulements laminaires avec écoulements secondaires.

6 - CONCLUSIONS.

Les travaux réalisés dans le cadre des deux contrats EURATOM 015.63.10.TEGF et 063.64.12.TEGF, travaux dont l'exécution a été répartie sur quarante mois environ, avaient pour but de parfaire les connaissances sur la convection naturelle dans des cellules parallélépipédiques fermées. Notamment des conditions expérimentales voisines de celles existant dans les réacteurs nucléaires de la filière graphite-gaz ont été reproduites. Les résultats ont toutefois une portée beaucoup plus générale et peuvent être utilisés dans tous les cas où le transport de chaleur entre deux parois maintenues à des températures différentes s'effectue à travers une lame de gaz.

L'étude surtout expérimentale a été précédée et accompagnée d'une étude bibliographique et de quelques travaux théoriques.

L'étude bibliographique a permis de rassembler un grand nombre de travaux théoriques, elle concerne également les espaces annulaires qui sont des géométries fréquemment rencontrées dans les applications industrielles. Les corrélations des résultats de la plupart des auteurs peuvent s'écrire à l'aide de relations de la forme $\frac{\lambda_e}{\lambda_f} = f(Ra_d, Pr, \frac{L}{d})$. Les critères obtenus pour délimiter les frontières entre les divers modes d'écoulement dépendent uniquement des paramètres Ra_d et $\frac{L}{d}$ ce qui s'est avéré insuffisant pour l'interprétation de nos résultats. Des informations ont été recueillies sur les problèmes d'interaction entre convection et rayonnement lorsque le fluide est absorbant.

La recherche théorique a consisté d'une part en une analyse dimensionnelle et d'autre part en des calculs effectués à partir de schémas simplifiés afin de préciser les zones de transition entre les modes asymptotiques et à couches limites séparées pour les régimes laminaires et turbulents.

L'analyse dimensionnelle a montré qu'en plus des paramètres usuels, Ra_d , Pr et $\frac{l}{d}$, il pouvait aussi y avoir une influence des paramètres $\beta \cdot \Delta T$, π_d , τ et Γ_ℓ . Le premier, $\beta \cdot \Delta T$, peut intervenir pour traduire une influence de la variation des propriétés physiques du fluide. Il s'est avéré expérimentalement que le paramètre π_d , jouait un rôle non négligeable sur les conditions de transition entre les divers modes et régimes d'écoulement. Il peut être interprété comme caractérisant le rapport entre le travail de transvasement effectué contre le champ de pression due à la pesanteur et la variation d'enthalpie au cours du transport convectif $\pi_d = \frac{g \cdot d}{C_p \cdot \Delta T}$.

Les paramètres τ et Γ_ℓ n'interviennent que lorsque le fluide absorbe le rayonnement thermique. L'expérimentation a montré qu'ils sont sans influence sur les conditions de transition entre les divers modes et régimes d'écoulement. Ils exercent une petite influence sur le flux transmis par rayonnement.

Les conditions d'existence des solutions théoriques obtenues à partir des calculs schématisés montrent en particulier que le mode laminaire à couches limites séparées ne peut exister que pour des allongements tels que $\frac{l}{d} < 1,23 \cdot Pr$. Pour les plus faibles allongements d'autres schémas de calcul doivent être retenus. Les expériences d'ELDER référence {7} incitent à penser que seule une partie du fluide mis en mouvement contourne la cellule et qu'il existe des circulations secondaires. Les solutions obtenues à propos des écoulements turbulents à couches limites jointives conduisent à des conductibilités thermiques équivalentes bien moins élevées que celles présentées par BATCHELOR et peu éloignées de celle relative aux écoulements turbulents à couches limites séparées. Les résultats expérimentaux n'ont pas mis en évidence deux régimes pour lesquels les expressions de la conductibilité seraient différentes:

Les expériences thermiques ont fourni des expressions de la conductibilité thermique équivalente pour des cellules en position verticale, horizontale, inclinée. Les allongements ont été explorés dans les domaines $0,025 < \frac{l}{d} < 0,2$ et $3,5 < \frac{l}{d} < 500$,

les nombres de Rayleigh dans le domaine $10^3 < Ra_d < 10^{13}$. Les essais avec cellules à très faibles allongements ont permis de déterminer l'influence de l'allongement et de montrer l'intérêt de calorifuges composés de cellules dont l'allongement serait très inférieur à 0,1. Les expériences ont étendu à des nombres de Rayleigh élevés les résultats obtenus par SCHMIDT pour des Ra_d voisins de 10^7 .

Les essais avec cellules à très faibles écartements ont montré qu'il est possible d'obtenir dans des conditions de pression élevée des conductibilités équivalentes très faibles. Une tentative de corrélation de ces expériences en fonction de l'allongement et de Ra_d n'a donné aucun résultat. Une corrélation a pu être obtenue en fonction des paramètres Ra_d et π_d , mais pour l'instant on ne peut qu'affirmer qu'il y a une influence de l'écartement d des parois.

Les expériences optiques ont permis de déterminer principalement les limites entre les écoulements laminaires et turbulents dans les cellules en position : verticale, horizontale, inclinée.

Elles ont montré que, dans le cas du gaz carbonique, l'influence de l'absorption du rayonnement thermique par le fluide sur les conditions de transition à la turbulence était négligeable.

Elles ont, en outre, permis la mesure du gradient vertical de température dans le noyau central, lorsque l'écoulement est laminaire à couches limites séparées. La corrélation proposée est assez différente de celle établie par ELDER. Les expériences d'ELDER sont faites avec des liquides et il est possible que les résultats soient différents de ceux obtenus avec les gaz. Il faut aussi noter que dans les expériences d'ELDER la hauteur des cellules était constante et qu'en fait les variations d'allongement étaient dues seulement à des variations d'écartement.

En bref, les travaux effectués ont contribué à une meilleure connaissance de la convection naturelle dans une cellule individuelle remplie d'un gaz dense et absorbant.

Pour parvenir à déterminer le comportement réel d'un assemblage de cellules, il reste de nombreuses difficultés à vaincre. Ces difficultés sont en grande partie dues aux influences des distorsions de température sur les parois, c'est le problème du comportement de cellules non idéales, et au manque d'étanchéité entre cellules. Dans ce dernier cas, l'examen du comportement global de calorifuges existants semble indiquer qu'il existe une certaine analogie entre leur comportement et celui d'une cellule remplie d'un matériau poreux.

7 - BIBLIOGRAPHIE.

- {1} G.K. BATCHELOR.
Heat transfer by free convection across a closed cavity
between vertical boundaries at different temperatures.
Quarterly of applied mathematics.
October 1954 - Vol. XII, n° 3, p. 209.

- {2} J.W. ELDER.
Numerical experiments with free convection in a vertical
slot.
J. Fluid. Mech. (1966), Vol. 24, Part. 4, p. 823 à 843.

- {3} W. MULL and M. REIHER.
Gesundh Ing. Beihefte. Reihe 1, n° 28, 1930.

- {4} DE GRAAF et VAN DER HELD.
The relation between the heat transfer and the convection
phenomena in enclosed plane air layer.
Appl. Sci. Res. Sect. A Vol 3, 1953.

- {5} E.R.G. ECKERT and W.O. CARLSON.
Natural convection in an air layer enclosed between two
vertical plates with different temperatures.
Int. J. Heat Mass Transfer. Vol 2. p. 106 à 120 (1961).

- {6} ERNST SCHMIDT.
Heat transfer by natural convection.
Proceedings of the 1961 - 1962 heat transfer conference.
Boulder Colorado.

- {7} J.W. ELDER.
Laminar free convection in a vertical slot.
J. Fluid. Mech. (1965), Vol. 23, part. 1, p. 77-78.

- {8} J.W. ELDER.
Turbulent free convection in a vertical slot.
J. Fluid. Mech. (1965), Vol. 23, part. 1, p. 99-111.

- {9} D.K. EDWARDS.
Absorption by infrared bands of CO_2 at elevated pressure and temperature.
J. Chem. Phys. 50 n° 6 - 617 (1960).
- {10} G. MORDCHELLES-REGNIER et C. KAPLAN.
Visualisation of natural convection on a plane wall and a vertical gap by differential interferometry. Transitional and turbulent regimes.
Proceedings of the 1963 heat transfer and fluid mechanics institute, Stanford. University Press.
- {11} Société BERTIN et Cie.
Etude des échanges thermiques par convection naturelle dans les enceintes sous pression. Cellules parallélépipédiques fermées.
Rapport final des contrats EURATOM 015.63.10.TEGF et 063.64.12.TEGF (1967).

CONVECTION NATURELLE SUR MUR PLAN

J. JANNOT, A. PIROVANO et S. VIANNAY

Soc. Bertin et Cie., Paris



1 - BUT DE L'ETUDE.

Cette étude, parallèle à celle concernant les espaces confinés qui fait l'objet d'une communication séparée, en constitue un complément important.

La description en termes mathématiques de l'écoulement d'un fluide résulte de l'association d'équations aux dérivées partielles, qui traduisent son comportement, et de conditions aux limites liées aux obstacles qu'il rencontre.

Bien que les conditions aux limites dans une cellule et sur un mur plan soient différentes, dans certaines conditions d'essais les structures des écoulements sont voisines : couches limites séparées dans une cellule, couche limite sur le mur plan.

Aussi peut-on espérer obtenir de l'étude de la convection naturelle sur un mur plan les réponses à certaines questions qui se posent à la lecture des résultats obtenus sur les espaces confinés :

- Comment les conductibilités thermiques équivalentes mesurées en régime turbulent à couches limites séparées ou jointives peuvent-elles être représentées par une même expression ? Comment expliquer les divergences avec les prévisions théoriques ?
- Pourquoi aucune influence de l'allongement n'a-t-elle été décelée en écoulement turbulent ?
- Par quel processus le paramètre $\pi_L = \frac{g \cdot l}{C_p \cdot \Delta T}$ intervient-il dans le phénomène de transition à la turbulence ?
- Quel est le comportement de cellules non idéales où les parois ne sont pas isothermes ? De quel ordre sont les modifications que cela entraîne sur les coefficients d'échange ?

La géométrie simple du mur plan devrait faciliter les mesures et permettre de comparer aisément les résultats théoriques et expérimentaux.

Dans les études antérieures relatives à la convection naturelle sur un mur plan, il subsiste cependant des incohérences, notamment en régime turbulent les résultats théoriques ne concordent pas avec les résultats expérimentaux.

C'est dans le but d'éclaircir ces différents problèmes que cette étude a été entreprise. Elle comprend trois parties :

- Une analyse bibliographique fait le point des travaux antérieurs, théoriques et expérimentaux, dans le domaine laminaire, maintenant bien connu, et dans le domaine turbulent à peine exploré.
- Des travaux expérimentaux, exécutés dans le cadre du contrat EURATOM 063.64.12.TEGF, permettent de préciser les conditions d'apparition de la turbulence.
- Une étude fine des mouvements de convection naturelle en régime turbulent est actuellement en cours dans le cadre du contrat EURATOM 102.66.12.TEGF.

2 - DESCRIPTION QUALITATIVE DU PHENOMENE.

Une plaque plane chauffée, placée verticalement dans un milieu fluide infini, crée dans son voisinage des variations de la densité de ce fluide : un écoulement ascendant dû aux forces de gravité différentielles se développe le long de la paroi. Pour une plaque élevée, et un écart de température suffisant entre la paroi et le fluide, l'écoulement est laminaire stationnaire à sa partie inférieure, de nature ondulatoire dans une zone intermédiaire et pleinement turbulent à sa partie supérieure. Une bonne image du phénomène a été fournie en 1951 par les visualisations interférométriques faites par ECKERT et SOEHNGEN {1}. Les clichés de la page suivante, obtenus dans notre laboratoire par interférométrie différentielle, en donnent une nouvelle illustration. Par définition, la zone, proche de la paroi, où existent des gradients de vitesse et de température est appelée couche limite : son épaisseur δ dépend de l'altitude x comptée à partir de la base du mur.

CONVECTION NATURELLE LE LONG D'UN MUR PLAN VERTICAL VISUALISATION PAR INTERFEROMETRIE DIFFERENTIELLE

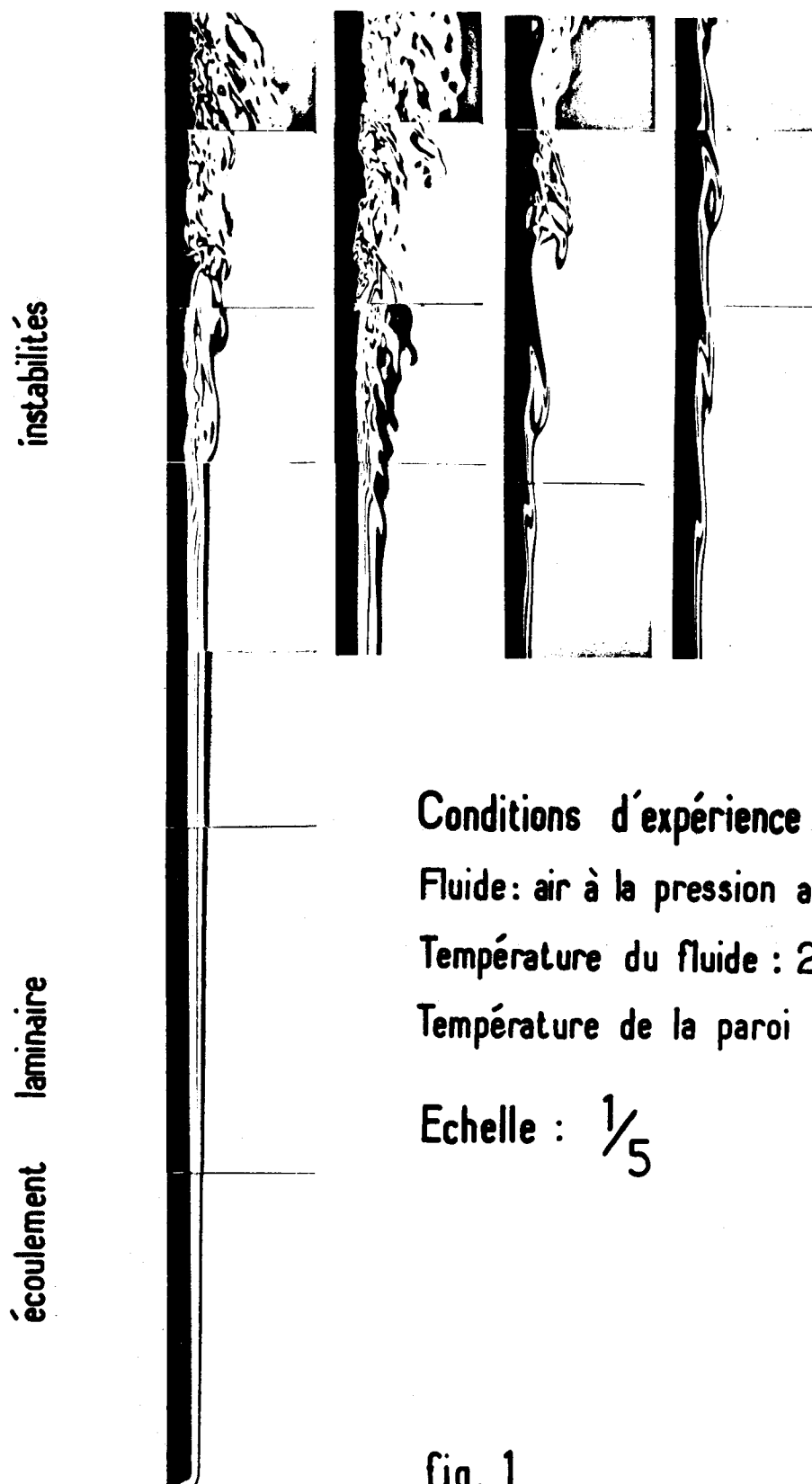


fig. 1

3 - NOTATIONS

<u>Symbole</u>	<u>Désignation</u>	<u>Dimension</u>
C _p	Chaleur spécifique à pression constante.	$L^2.t^{-2}.T^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur.	$L.t^{-2}$
Gr	Nombre de Grashof.	sans
h _{local}	Coefficient d'échange local.	$M.t^{-3}.T^{-1}$
h _{moyen}	Coefficient d'échange moyen entre les abscisses 0 et l.	$M.t^{-3}.T^{-1}$
l	- Longueur à laquelle est rapporté un flux de chaleur moyen. - Hauteur critique où se produit la transition entre deux modes d'écoulement.	L
Nu	Nombre de Nusselt.	sans
p	Pression statique.	$M.L^{-1}.t^{-2}$
Pr	Nombre de Prandtl.	sans
Ra	Nombre de Rayleigh.	sans
t	Temps.	t
T _p	Température de la paroi. (degrés C ou degrés K)	T
T _δ	Température du fluide en dehors de la couche limite. (degrés C ou degrés K)	T
x	Altitude comptée à partir de la base du mur.	L
β	Coefficient de dilatation cubique à pression constante.	T^{-1}
δ	Epaisseur de la couche limite.	L
ε	Emissivité de la paroi.	sans
λ _f	Conductibilité thermique du fluide.	$M.L.t^{-3}.T^{-1}$
μ	Viscosité dynamique du fluide.	$M.t^{-1}.L^{-1}$
π _l	$= \frac{g.l}{C_p.(T_p - T_\delta)}$ Paramètre intervenant dans les critères de transition à la turbulence.	sans

ρ	Masse volumique du fluide.	$M.L^{-3}$
ϕ	Fonction de dissipation visqueuse.	$M.L^{-1}.t^{-3}$

4 - RESUME DES TRAVAUX ANTERIEURS.

4.1. - Régime laminaire.

Depuis la résolution analytique approchée, par LORENZ {2} en 1881, des équations de l'écoulement laminaire d'un gaz sur une surface plane verticale chauffée, de nombreux chercheurs ont effectué des mesures de profil de vitesse et de température, des mesures de flux local, des mesures de coefficients d'échange globaux, des visualisations de couches limites et des analyses mathématiques. Ces analyses recoupent bien les nombreux travaux expérimentaux qu'il serait trop long d'énumérer ici et ont permis de décrire les phénomènes qui régissent l'écoulement laminaire. Les principaux résultats à retenir sont les suivants :

Valeur locale du coefficient d'échange.

Dans le cas où le mur et le fluide ambiant, en dehors de la couche limite, sont isothermes, QSTRACH {3} a effectué une résolution théorique précise des équations de base qui aboutit à la relation suivante :

$$Nu_x = \frac{h_{local} \cdot x}{\lambda_f} = C \cdot Gr_x^{1/4}$$

avec :

Pr	0,01	0,72	0,733	1	2	10	100	1000
C	0,0512	0,356	0,359	0,401	0,507	0,826	1,55	2,805

Lorsque la paroi dissipe un flux de la forme $\phi = A \cdot x^r$, MYRON TRIBUS {4} propose la relation empirique générale suivante résultant de la corrélation de différentes formules :

$$Nu_x = \frac{h_{local} \cdot x}{\lambda_f} = \frac{2 \cdot x}{\delta(x)} = \frac{\left(\frac{7}{27}\right)^{1/4} \cdot Pr^{1/2} \cdot (r+1)^{1/2} \cdot Gr_x^{1/4}}{\left[\left(\frac{35}{12} \cdot Pr + 1\right) \cdot (r+1) + \frac{4}{3}\right]^{1/4}}$$

La répartition de température est alors de la forme :

$$(T_p - T_\delta) = C.x^{\frac{4.r + 1}{5}}$$

- Le cas $r=-1/4$ correspond au mur isotherme et la relation ci-dessus, équivalente par construction à celle de SQUIRE {20}, est très voisine de celle d'OSTRACH;
- Le cas $r=0$ correspond au mur dissipant un flux constant.
- Quand r tend vers -1 , cette expression est en défaut.

Influence des variations des propriétés physiques du fluide en fonction de la température.

Ce problème est abordé, pour les gaz, par E.M. SPARROW et J.L. GREGG {5}. Leur conclusion est que, dans tous les cas ou $\frac{1}{4} < \frac{T_p - T_\delta}{T_\delta} < 4$, les erreurs commises en ne tenant pas compte des variations des propriétés physiques sont inférieures à 15 % et peuvent être négligées dans les applications pratiques. Une grande amélioration de la précision obtenue sur le calcul des nombres de Nusselt peut être atteinte en calculant les propriétés physiques ρ , μ , λ et C_p à la température $T_m = \frac{T_p + T_\delta}{2}$ et en prenant $\beta = \frac{1}{T_\delta}$.

4.2. - Transition entre régimes laminaire et turbulent.

L'étude du processus de transition à la turbulence a fait aussi l'objet de quelques travaux théoriques et expérimentaux. Des mesures ont été effectuées, avec de l'air, par ECKERT et SOEHNGEN {1}, avec de l'eau, par SZEWCZYK {6}. Une analyse mathématique accompagne ce dernier travail et met en évidence l'existence de deux foyers d'instabilité sur le profil de vitesse, l'un situé entre la paroi et le point de vitesse maximale, l'autre, beaucoup plus instable, entre ce point et l'extérieur de la couche limite. Dans cette analyse, les équations du mouvement sont ramenées à une équation de ORR SOMMERFELD ; en convection naturelle celle-ci fait intervenir la température qui doit être explicitée à l'aide de l'équation d'énergie limitée aux termes principaux. D'après cet auteur, la transition se produirait pour des valeurs constantes du nombre de Grashof rapporté à la hauteur de transition. Les mesures expérimentales avec de l'eau s'accordent bien avec ce résultat et donnent des nombres de Grashof critiques de l'ordre de 2.10^9 , alors que la valeur

critique observée avec des gaz était d'environ 10^9 d'après {1}. Une étude empirique, décrite par OOSTUIZEN {7} se référant à des travaux de VAN DRIEST et BLUMER {8}, confirme l'existence de deux foyers d'instabilité. Le critère proposé est aussi $Gr_2 = Cte$. Des expériences faites en 1962 à la Société BERTIN pour le compte de l'ELECTRICITE DE FRANCE {9}, ont mis en évidence, pour le cas des gaz sous pression, l'insuffisance des critères jusqu'ici proposés pour définir les conditions de transition.

4.3. - Régime turbulent.

Les expériences effectuées dans le domaine turbulent sont encore moins complètes et les tentatives de résolution analytique des équations décrivant ce phénomène ne concordent pas avec les résultats expérimentaux.

GRIFFITHS et DAVIS {10} ont effectué des mesures moyennes de profil de température et de vitesse en régime turbulent le long d'un mur plan vertical en utilisant un anémomètre à fil chaud. Ils ont également mesuré la variation du flux transmis en fonction de la hauteur pour des conditions particulières d'expérience. La courbe de flux d'abord décroissante, présente un minimum non loin de la base du mur, puis tend vers une valeur constante. Le minimum de la courbe est attribué au début du processus de transition à la turbulence et la zone à flux constant à l'écoulement turbulent pleinement établi. Ces mesures, très avancées pour l'époque où elles ont été effectuées, sont cependant trop peu nombreuses et pas assez fines pour permettre une bonne analyse du phénomène.

Des mesures globales du flux de chaleur ont aussi été effectuées par de nombreux expérimentateurs et, en particulier, par SAUNDERS {11} pour des plaques peu élevées placées dans l'air sous pression. Toutes ces mesures conduisent à la conclusion que le coefficient d'échange est indépendant de l'altitude en régime turbulent.

A notre connaissance il existe trois tentatives d'interprétation théorique. Toutes trois sont des études semi-empiriques utilisant les analogies avec les transports de masse et de chaleur en convection forcée.

ECKERT et JACKSON {12}, partant des données de GRIFFITHS et DAVIS, déterminent des profils approchés de vitesse et de température et utilisent des méthodes intégrales pour obtenir les solutions de leurs équations. Ils supposent toutefois qu'au voisinage de la paroi les gradients de vitesse et de température ne peuvent être tirés des profils approchés ainsi choisis mais de l'expression de la tension de frottement à la paroi évaluée à partir des résultats expérimentaux obtenus en convection forcée et de l'analogie de Reynolds.

BAYLEY {13} prend aussi comme point de départ les données de GRIFFITHS et DAVIS mais suppose qu'il existe à la paroi une sous-couche limite laminaire. Il résoud ensuite le problème en s'inspirant de travaux de VON KARMAN et MARTINELLI.

FUJII {14} procède comme ECKERT et JACKSON mais en introduisant la notion de sous-couche limite laminaire dont il précise l'épaisseur à l'aide d'une hypothèse sur le nombre de Reynolds relatif à cette sous-couche.

Ces trois théories conduisent aux résultats suivants (en supposant que la couche limite turbulente existe depuis la base du mur) :

ECKERT et JACKSON

$$Nu_x = \frac{h_{local} \cdot x}{\lambda_f} = 0,0295 \cdot (Gr_x)^{2/5} \cdot (Pr)^{7/15} \cdot (1 + 0,494 \cdot (Pr)^{2/3})^{-2/5}$$

Cette formule donne un flux croissant avec la hauteur.

BAYLEY

$$Nu_x = \frac{1}{26,9.(Pr)^{0,059}.(Gr_x)^{-0,408} + 2,07.(Gr_x)^{-0,2175} \cdot \frac{(Pr)^{-0,435}}{1 + 7.Pr}}$$

Cette formule donne un flux décroissant avec la hauteur.

FUJII

Pour $(2 \text{ à } 10).10^9 < Ra_\ell < (0,8 \text{ à } 1).10^{11}$

$$1,03.(Ra_\ell)^{1/4-110} > \frac{h_{moyen} \cdot \ell}{\lambda_f} > 0,93.(Ra_\ell)^{1/4-100}$$

Pour $Ra_\ell > (0,8 \text{ à } 1).10^{11}$

$$0,0145.Ra_\ell^{2/5+105} > \frac{h_m \cdot \ell}{\lambda_f} > 0,013.Ra_\ell^{2/5+95}$$

Cette formule donne un flux sensiblement constant avec la hauteur, ce qui serait en accord avec les mesures globales effectuées.

Devant la divergence des résultats, des mesures fines de vitesse, de température et de flux à la paroi paraissent nécessaires pour décrire avec précision le phénomène.

5 - ETUDE DES CONDITIONS DE TRANSITION A LA TURBULENCE.

5.1. - Banc d'essais.

La visualisation des écoulements est faite à l'aide d'un banc optique d'interférométrie différentielle. Le principe de fonctionnement est exposé dans {15}, son mode d'application pour les études de convection naturelle est décrit dans {16}.

Le mur plan est placé dans une enceinte sous pression où trois paires de hublots diamétralement opposés permettent l'observation. Les dimensions utiles de la paroi sont de 1 mètre en hauteur et 0,20 mètre en largeur. Le mur est conçu pour être isotherme sur toute sa hauteur.

5.2. - Conditions d'expériences.

Pour chaque essai, les paramètres fixés sont : la nature du fluide (azote ou CO_2), sa pression, sa température dans l'enceinte. La paroi est chauffée très lentement à partir de la température ambiante (pour que l'on soit pratiquement toujours en écoulement établi) jusqu'à ce que l'on observe, à un niveau désiré, la fin du mode d'écoulement laminaire stationnaire. La température de la paroi est alors notée. La paroi est ensuite portée à une température un peu plus élevée puis refroidie très lentement jusqu'à ce que la transition ait lieu au même niveau que précédemment. La température est de nouveau notée.

Dans la pratique le phénomène est instable et le niveau de fin du mode d'écoulement laminaire stationnaire oscille autour d'une valeur moyenne ; c'est cette position qui est retenue. Le déferlement des crêtes d'onde se produit à un niveau plus élevé et sa position est beaucoup plus fluctuante que celle du début des oscillations. Pour cette raison, il a paru préférable de rechercher le critère qui définit la fin du mode laminaire stationnaire et non celui qui caractérise la turbu-

lence pleinement établie. La température de la paroi a été relevée pour les positions suivantes du point de transition ci-dessus défini : 0,105 ; 0,210 ; 0,630 m, ceci pour des pressions de 2, 3, 7, 10, 14 et 30 bars et des températures ambiantes voisines de 20°C. Quatre séries d'essais se sont succédées, la première avec de l'azote (gaz transparent au rayonnement), les trois autres avec du gaz carbonique (gaz absorbant le rayonnement) : pour chacune de ces dernières, un traitement de surface différent a été réalisé sur la paroi de manière à obtenir trois valeurs différentes de son émissivité : $\epsilon = 0$; 0,51 ; 0,83.

5.3. - Résultats des essais.

L'analyse des résultats de mesures nous a conduits aux conclusions suivantes :

- Pour un fluide donné, le critère $Gr_0 = Cte$ n'est pas suffisant pour caractériser les conditions qui délimitent la fin du mode d'écoulement laminaire stationnaire.
- Les critères expérimentaux dépendent aussi beaucoup des paramètres :

$$\pi_l = \frac{g \cdot l}{C_p \cdot (T_p - T_\delta)} \quad \text{et} \quad \beta \cdot (T_p - T_\delta)$$

généralement négligés.

- Les mesures avec le CO_2 obtenues en chauffant la paroi ont donné de petits écarts par rapport à celles faites avec l'azote. Par contre, quelles que soient l'émissivité de la plaque et la nature du fluide, tous les points obtenus en laissant la paroi se refroidir se groupent sur la même courbe. Ceci conduit à penser que l'équilibre thermique n'était pas tout à fait atteint lors des mesures faites en chauffant la paroi, et que l'absorption du rayonnement thermique par le

fluide est sans influence sur les critères de transition.

Finalement, la corrélation proposée, dans le cas d'un gaz, pour délimiter la fin du mode laminaire stationnaire est :

$$\text{Gr}_\ell = 9,16 \cdot 10^{16} \cdot \pi_\ell^{5/3} \cdot (\beta \cdot (T_p - T_\delta))^{4/3}$$

Elle a été obtenue à partir des mesures correspondant au refroidissement de la paroi.

La figure 2 montre la dispersion des points d'essais.

5.4. - Interprétation.

Les paramètres $\beta \cdot (T_p - T_\delta)$ et π_ℓ qui ont une influence importante sur la transition n'interviennent pas individuellement dans les équations de base du problème lorsqu'on se limite à leurs termes principaux. Un examen plus attentif de ces équations est donc nécessaire pour l'étude des écoulements instationnaires. Il fait apparaître que l'influence de $\beta \cdot (T_p - T_\delta)$ peut provenir des variations des propriétés physiques du fluide en fonction de la température, et celle de π_ℓ des termes supplémentaires $(\phi + \frac{dp}{dt})$ habituellement négligés dans l'équation d'énergie :

$$\rho \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} = \lambda_f \cdot \nabla^2 T + \phi + \frac{dp}{dt}$$

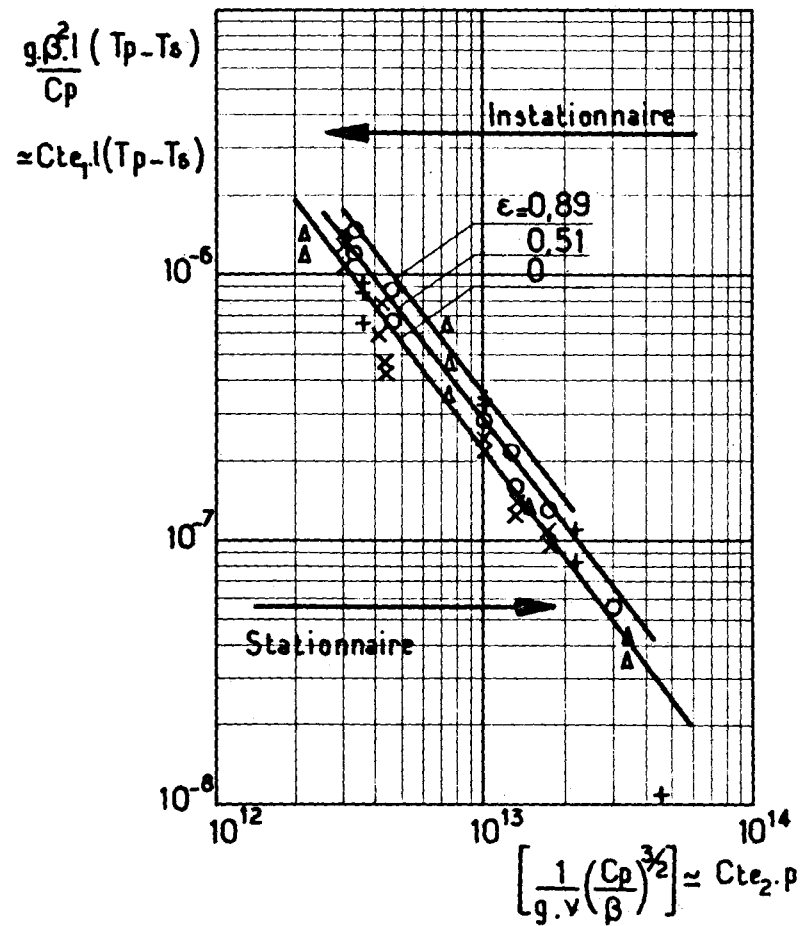
où ϕ est la fonction de dissipation visqueuse, et $\frac{dp}{dt}$ un terme qui existe seulement dans le cas des gaz. L'origine du paramètre π_ℓ est difficile à préciser, car pour aboutir à cette forme de l'équation d'énergie, il faut tenir compte des équations du mouvement, de l'équation de continuité, et de la relation de MAYER. L'évaluation des ordres de grandeur des termes ϕ et $\frac{dp}{dt}$ montre que dans le cas des gaz le terme $\frac{dp}{dt}$ est prépondérant. En ramenant toutes les grandeurs à l'unité de masse, ce terme prend la forme $\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt}$ et peut être interprété comme

Fig. 2

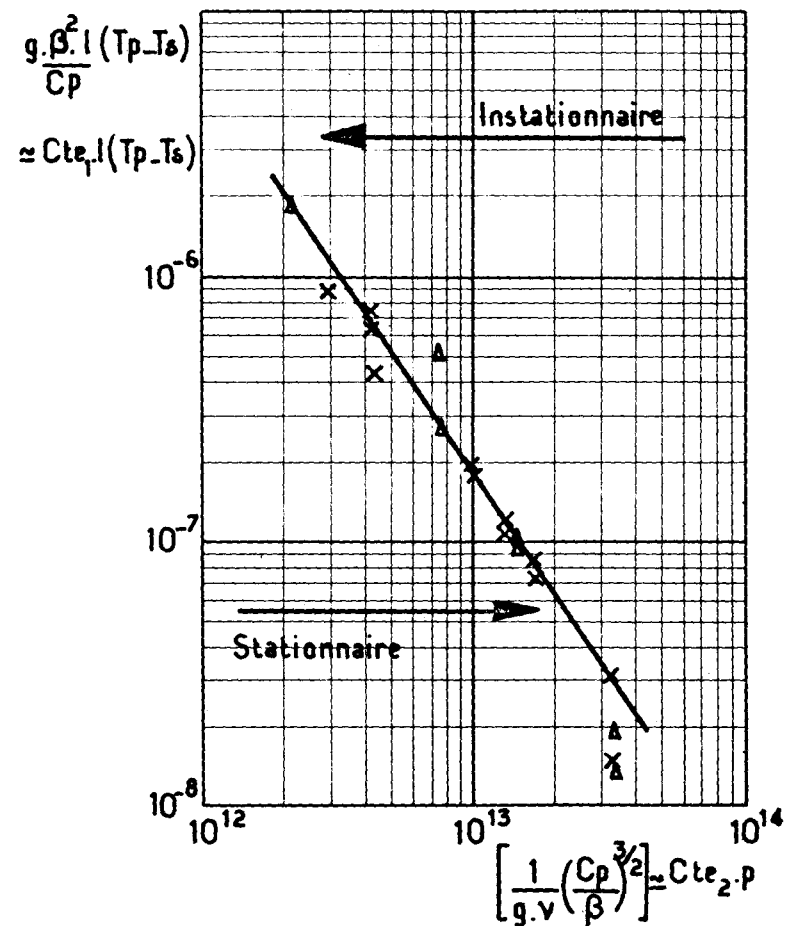
FRONTIERE ENTRE LES MODES LAMINAIRES STATIONNAIRE ET INSTATIONNAIRE

Légende $\text{CO}_2 + \epsilon = 0,89$ ○ $= 0,51$ x $= 0$ $\text{N}_2 \Delta$

MESURES EFFECTUEES EN
CHAUFFANT LA PAROI

Légende CO_2 x N_2 Δ

MESURES EFFECTUEES EN
REFROIDISSANT LA PAROI



caractérisant le travail de transvasement effectué contre les forces de pesanteur.

Dès lors il est vraisemblable que le paramètre π_l n'intervienne que dans le cas des gaz, ce qui expliquerait pourquoi les mesures que SZEWCZYK {6} a faites avec de l'eau conduisent à peu de choses près à $Gr_l = Cte$.

6 - ETUDE DU REGIME TURBULENT.

L'exploration de la couche limite turbulente en convection naturelle sera d'autant plus aisée que celle-ci sera épaisse. Pour cette raison on a préféré faire des mesures avec une maquette de grande hauteur située dans un fluide peu dense comme l'air à la pression atmosphérique, plutôt qu'expérimenter sous pression. Cette disposition facilite, en outre, la mise en place des divers moyens de mesure. La maquette sera située dans un local de grandes dimensions à l'abri des perturbations extérieures. Les mesures envisagées sont celles de la répartition du flux de chaleur à la paroi en fonction de la hauteur et des profils des valeurs moyennes des vitesses et des températures. Les écoulements seront observés à l'aide d'un interféromètre différentiel.

6.1. - Plan de la recherche et programme de travail.

La recherche comprendra trois phases :

- La poursuite de la recherche bibliographique et l'analyse des divers travaux recueillis.
- L'expérimentation et la corrélation des résultats qui constitueront la phase principale de l'étude.
- L'interprétation théorique des résultats.

Le programme de travail prévoit quatre séries d'essais :

- La première avec une paroi isotherme portée à divers niveaux de température.
- La seconde avec une paroi dissipant un flux constant, ceci pour plusieurs valeurs de la densité de flux.
- La troisième avec une répartition linéaire de température (plusieurs répartitions différentes).

- La quatrième est destinée à vérifier la reproductibilité des résultats.

Le but de la seconde et de la troisième campagne est de recueillir des informations en vue de l'évaluation ultérieure du comportement de cellules non idéales.

6.2. - Moyens de mesure.

Mesure locale des flux de chaleur.

La mesure des flux locaux de chaleur repose pratiquement toujours sur le même principe qui consiste à créer localement un accident de température proportionnel au flux en perturbant le moins possible le phénomène étudié. Divers dispositifs ont été examinés et on s'oriente actuellement vers l'adaptation d'un appareil décrit par GARDON {17}. Ce fluxmètre peut être miniaturisé et être installé dans la paroi sans y créer d'aspérités.

Mesure des champs de vitesse et de température.

Les anémomètres à fil chaud sont couramment utilisés en aérodynamique des écoulements isothermes, tant pour la mesure des profils de vitesse que pour l'étude des caractéristiques de la turbulence. Mais à notre connaissance, seuls GRIFFITHS et DAVIS {10} ont utilisé un tel appareillage pour l'étude de la convection naturelle.

Récemment P. CALVET {18} a décrit un dispositif anémométrique qui permet la mesure simultanée des composantes moyennes de la vitesse et de la température. Dans cet appareillage, un capteur est excité périodiquement par des trains d'impulsions brèves. A partir des signaux obtenus et après amplification, il est possible d'atteindre les valeurs moyennes locales des vitesses et températures. Ce procédé a été retenu et un appareillage de ce type spécialement adapté à notre problème est en cours de construction.

Visualisation des écoulements.

Simultanément aux mesures de flux, de vitesse et de température, des visualisations optiques par interférométrie différentielle fourniront une description qualitative de l'écoulement. La méthode de strioscopie à fente multiple décrite par SURGET {19} peut être facilement mise en oeuvre et pourra conduire à des informations quantitatives sur les flux de chaleur transmis à la paroi, apportant ainsi un recoupement aux grandeurs obtenues à l'aide des fluxmètres.

7 - CONCLUSIONS.

Les études, achevées ou en cours d'exécution, qui viennent d'être décrites visent à acquérir une connaissance précise des lois qui régissent la convection naturelle sur une paroi plane verticale.

En régime d'écoulement laminaire, les résultats antérieurs d'origine théorique et expérimentale, suffisamment nombreux et cohérents, permettent de calculer avec précision les échanges de chaleur entre un fluide et la paroi en tenant compte, éventuellement, des variations des propriétés physiques du fluide avec la température.

Le critère d'apparition du régime turbulent, $Gr_l = Cte$, généralement admis, semble satisfaisant pour les liquides. Nous avons montré théoriquement et expérimentalement, dans le cas des gaz, la nécessité de prendre en compte, en plus du nombre de Grashof, les deux paramètres $\beta \cdot (T_p - T_\delta)$ et $\pi_l = \frac{g \cdot l}{C_p \cdot (T_p - T_\delta)}$ pour exprimer les conditions de fin du mode d'écoulement laminaire stationnaire. Le critère expérimental de transition que nous avons obtenu est :

$$Gr_l = 9,16 \cdot 10^{16} \cdot \pi_l^{5/3} \cdot (\beta \cdot (T_p - T_\delta))^{4/3}$$

Les différentes théories avancées pour le régime d'écoulement turbulent aboutissent à des conclusions contradictoires que les résultats expérimentaux ne permettent pas d'infirmer ou de confirmer. Pour tenter d'éclaircir cette question, nous nous proposons d'étudier la structure de la couche limite turbulente en convection naturelle notamment au voisinage de la paroi et de mesurer localement les densités de flux de chaleur échangé.

Dans la mesure où nous pourrions arriver à un résultat positif, les connaissances ainsi acquises permettront de mieux comprendre les écoulements turbulents dans les cellules, éléments de base de nombreux calorifuges nucléaires.

BIBLIOGRAPHIE.

- {1} ECKERT E.R.G. and SOEHNCEN E.
Interferometric studies on the stability and transition
to turbulence of a free convection boundary layer.
Proc. General Discussion on Heat Transfer - London sept
1951.

- {2} LORENZ L.
Wiedemann Ann. d Phys 13 - 582 (1881).

- {3} OSTRACH S.
An analysis of laminar free convection flow and heat trans-
fer about a flat plate parallel to the direction of the
generating body force.
Report NASA 1111.

- {4} MYRON TRIBUS.
Discussion on similar solutions for free convection from
a nonisothermal vertical plate.
Transactions of the ASME july 1958.

- {5} SPARROW E.M. and GREGG J.L.
The variable fluid - property problem in free convection.
T. ASME paper 57.A.46. 1958.

- {6} SZEWCZYK A.A.
Stability and transition of the free convection layer
along a vertical flat plate.
International journal of heat and mass transfer. Oct 1962
V. 5.

- {7} OOSTUIZEN P.M.
A note on the transition point in a free convection boun-
dary layer on an isothermal vertical plane surface.
The South African Mechanical Engineer. Mai 1964 p 265-268.

- {8} VAN DRIEST E.R. and BLUMER C.B.
Boundary layer transition freestream turbulence and pressure gradients effects.
AIAA Journal Vol 1 n° 6 June 1963.

- {9} MORDCHELLES-REGNIER G. and KAPLAN C.
Visualisation of natural convection on a plane wall and a vertical gap by differential interferometry. Transitional and turbulent regimes.
Proceedings of the 1963 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute. Stanford University Press.

- {10} GRIFFITHS E. and DAVIS A.H.
The transmissions of heat by radiation and convection.
Department of Scientific and Industrial Research, Food Investigation Board, Special Rept n° 9 the Majesty's Stationery Office London 1922.

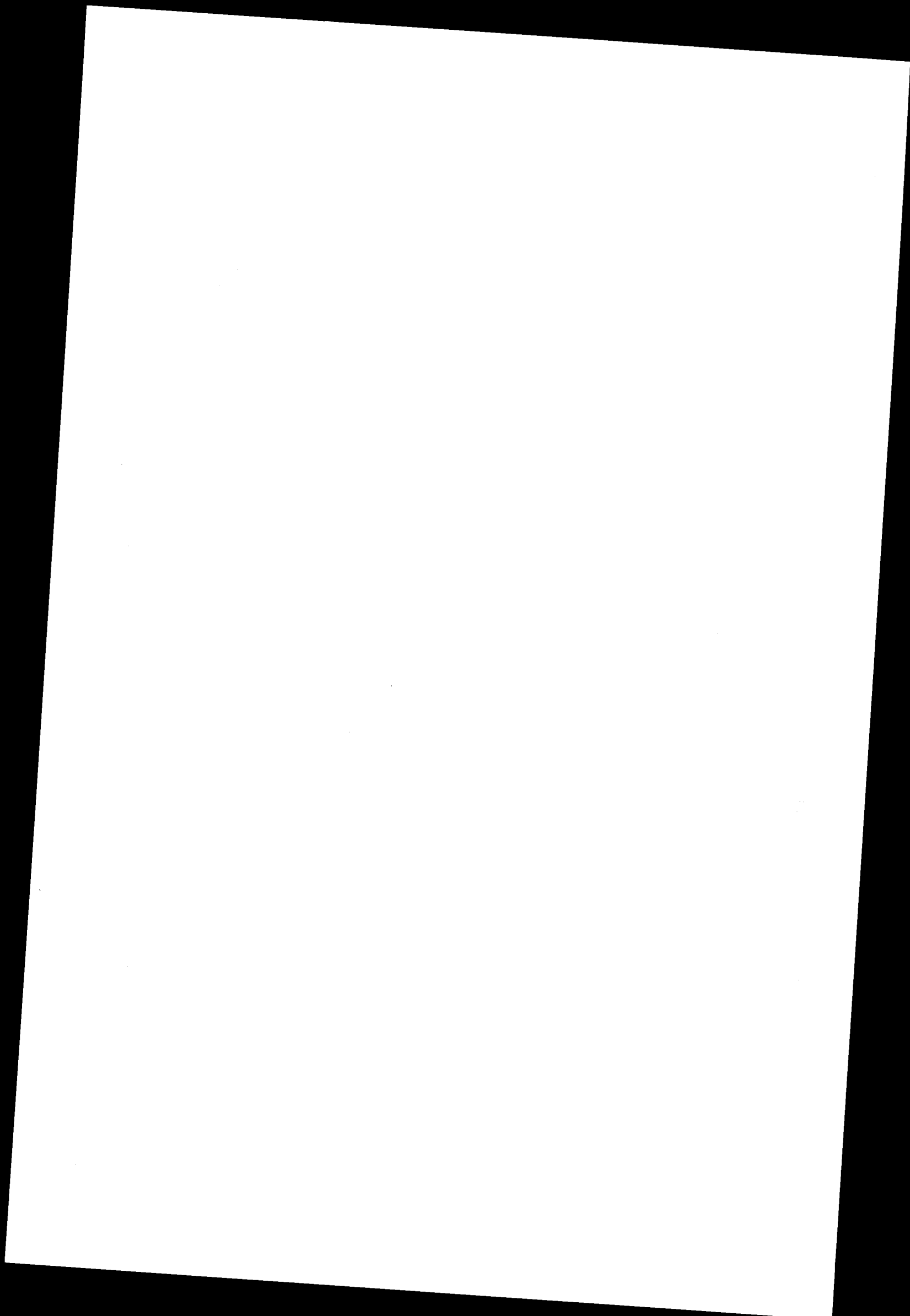
- {11} SAUNDERS O.A.
Effect of the pressure upon natural convection in air.
Proc. Roy. Soc. A. Vol 157. 1936.

- {12} ECKERT E.R.G. and JACKSON T.W.
Analysis of turbulent free convection boundary layer on flat plate.
NACA Rept 1015. 1951.

- {13} BAYLEY F.J.
Analysis of turbulent free convection heat transfer.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol 169. 1955.

- {14} FUJII T.
An analysis of turbulent free convection heat transfer from a vertical surface.
Bull. Japan Soc. Mech. Eng. 2, n° 8. 1959.

- {15} GONTIER G.
Contribution à l'étude de l'interférométrie différentielle
à biprisme de Wollaston.
Publications Scientifiques et Techniques du Ministère de
l'Air n° 338.
- {16} MORDCHELLES-REGNIER G. et JANNOT M.
Application de l'interférométrie différentielle à l'étude
de la convection de chaleur.
2ème colloque AFITAE. Toulouse 1965.
- {17} GARDON R.
A transducer for the measurement of heat flow rate.
Journal of heat transfer, nov 1960. pp 396-397.
- {18} CALVET P.
Systèmes de mesures thermiques dans les fluides opérant
par perturbations récurrentes.
AFITAE - 2ème colloque d'Aérodynamique appliquée. Toulouse
nov 1965.
- {19} SURGET J.
La recherche aérospatiale.
ONERA Nov, Déc 1963 n° 97 pp 37 à 62.
- {20} SOUIRE tiré de GOLDSTEIN S.
Modern developments in fluid dynamics.
Oxford, New-York 1938.



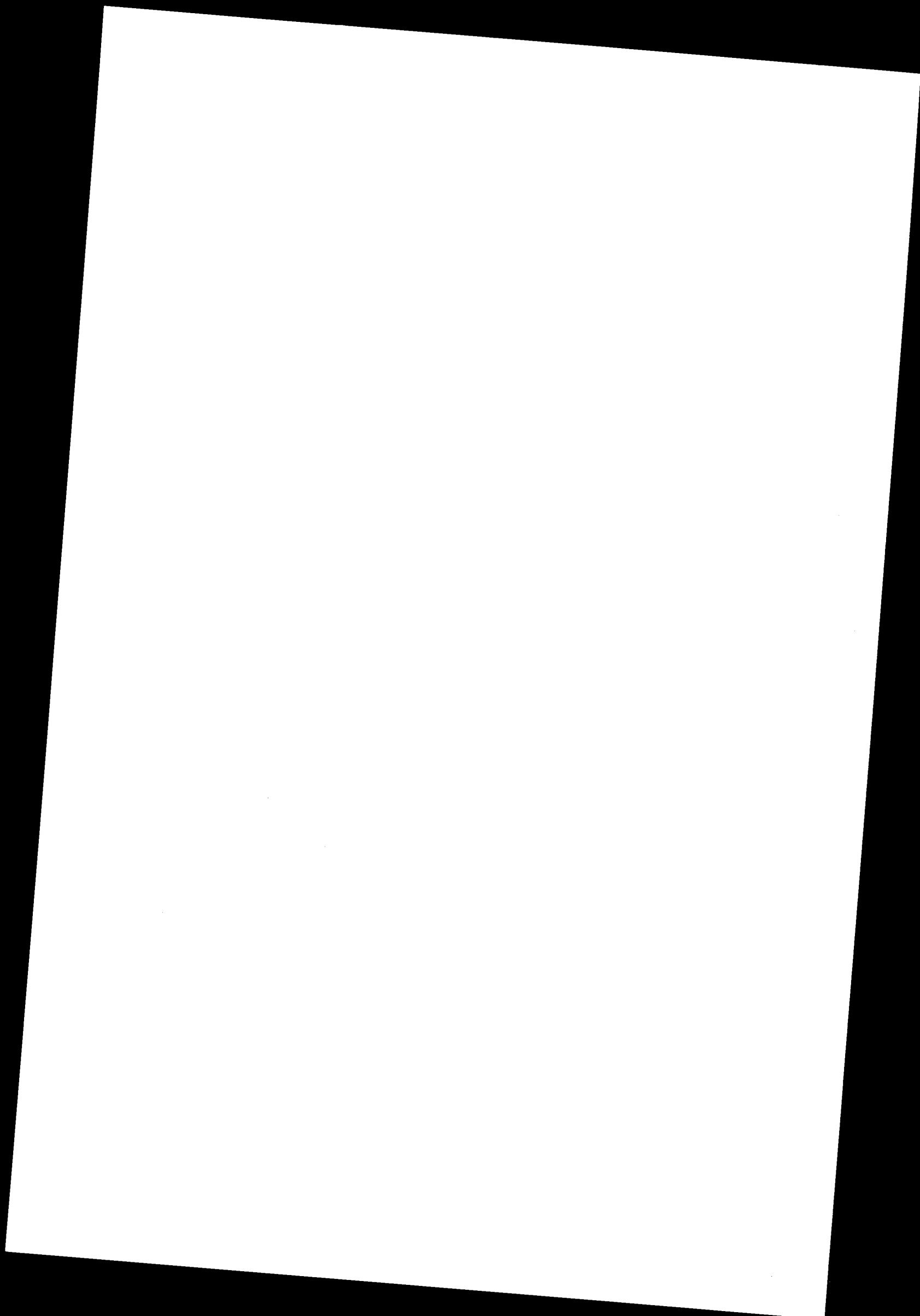
CONVECTION NATURELLE EN MILIEU FIBREUX

S. KLARSFELD

Compagnie de Saint-Gobain

P. MICHEAU et R. GROSSIN

Soc. Bertin et Cie., Paris



1 - INTRODUCTION.

Une précédente communication a mis en évidence l'importance de la maîtrise de la convection naturelle pour la prévision des performances des calorifuges métalliques cellulaires destinés à l'isolation des cuves en béton précontraint des réacteurs nucléaires.

Dans des conditions expérimentales données, un choix convenable des dimensions d'une cellule permet de diminuer considérablement l'ampleur des mouvements convectifs et la conductibilité équivalente de la cellule.

Le même résultat est obtenu en remplissant une cellule avec un milieu fibreux.

Des calorifuges conçus sur ce principe ont déjà fait l'objet d'essais qui ont montré l'intérêt de cette solution.

Les connaissances actuelles sur la convection naturelle dans les milieux fibreux ne permettent pas une interprétation complète et quantitative des résultats obtenus. Elles ne peuvent donc servir de guide pour l'amélioration de ces calorifuges.

C'est pourquoi une étude sur la convection naturelle dans les milieux fibreux est actuellement effectuée sous contrat EURATOM par la Société BERTIN et Cie et la Compagnie de SAINT GOBAIN. Nous en présentons ici les premiers résultats.

2 - BIBLIOGRAPHIE.

Dans l'étude du transport de chaleur dans les milieux poreux à cellules ouvertes et plus particulièrement dans les milieux fibreux destinés à l'isolation thermique, la convection naturelle a, jusqu'ici, souvent été négligée. Dans la plupart des cas, elle était considérée comme un élément perturbateur de faible importance. C'est pourquoi les travaux consacrés à l'étude de ce phénomène sont peu nombreux.

Le domaine de recherche concernant ce problème a été récemment élargi. Certaines conditions d'utilisation des isolants, rares autrefois, sont maintenant courantes : très basses températures (cryogénie) ; hautes températures combinées avec de fortes pressions ; emploi de matériaux nouveaux dont la porosité peut atteindre 99,7 % dans l'isolation thermique des réacteurs nucléaires.

En outre l'étude du mouvement de l'eau souterraine ainsi que les nouvelles théories sur le mécanisme des phénomènes volcaniques ont attiré l'attention de nombreux hydrologues et géothermiciens sur le transport de chaleur par convection naturelle dans les milieux poreux.

La plupart des expérimentateurs ont étudié la variation de la conductibilité thermique apparente λ_a du milieu poreux en fonction des paramètres qui agissent sur la convection : la différence de température, l'orientation du gradient thermique par rapport au champ de gravitation et la pression du fluide interstitiel. Ce sont en général des grandeurs qui interviennent directement ou indirectement dans le nombre de Rayleigh qui caractérise la convection naturelle. Les variations de λ_a sont alors attribuées à la convection naturelle.

Du point de vue expérimental, les résultats obtenus avec des fibres, peuvent être résumés globalement de la façon suivante :

- dans le domaine des basses températures ($< 50^{\circ}\text{C}$) d'après ZEHENDER (1964) l'influence des courants convectifs sur le transport de chaleur global est de l'ordre de 20 à 30 % (fibres minérales, $\epsilon = 0,997$, $\Delta T = 10 ; 40 ; 80^{\circ}\text{C}$, fluide interstitiel : air à pression atmosphérique) (figure 1) et d'après MARTIN et HASELDEN (1963) elle peut atteindre 36 % (fibres minérales, $\epsilon = 0,952$, $T = - 81^{\circ}\text{C}$, fluide interstitiel : CO_2 sous $1,5 \text{ kg/cm}^2$) (figure 2).
- dans le domaine des hautes températures et des fortes pressions d'après les recherches de MARTIN et HASELDEN (1963) et d'après les travaux réalisés par la Société BERTIN et Cie (1962) l'augmentation de la conductibilité thermique apparente d'un matériau constitué de fibres minérales et rempli d'anhydride carbonique est de l'ordre de 20 % pour une pression de l'anhydride carbonique de 8 bars (figure 2) et elle peut aller jusqu'à 90 % (Société BERTIN et Cie) pour une pression de l'anhydride carbonique de 30 bars, la température de la face chaude T_1 étant de 400°C (figure 3).

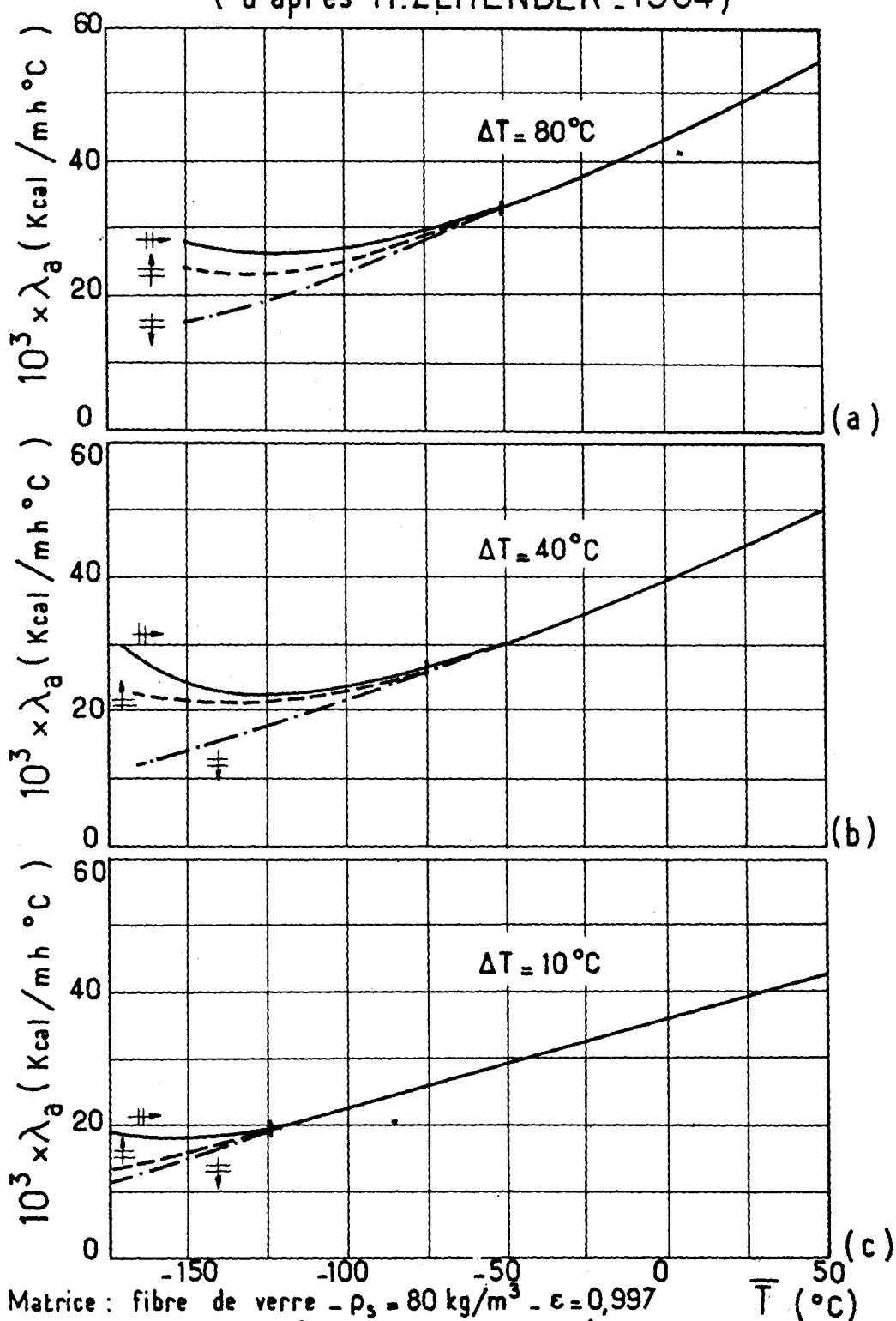
Ces augmentations importantes du transport de chaleur ont été aussi confirmées par des travaux concernant des milieux granulaires saturés de gaz ou de liquides (SCHNEIDER 1963, ELDER 1965, KATTO et MASUOKA 1967) (figure 4).

Du point de vue théorique ce problème a été traité, à notre connaissance, seulement dans des cas relatifs aux sols (milieux granulaires, particules sphériques) mais les résultats obtenus présentent un intérêt général bien qu'ils concernent toujours un milieu limité par deux plans horizontaux parfaitement conducteurs.

La tendance est de conserver les résultats obtenus pour la convection naturelle dans un fluide visqueux, ainsi que le formalisme de l'analyse dimensionnelle et les relations fondamentales qui découlent de cette dernière, en les adaptant aux conditions particulières des milieux poreux.

fig. 1 VARIATION DU COEFFICIENT DE CONDUCTIBILITE APPARENTE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE

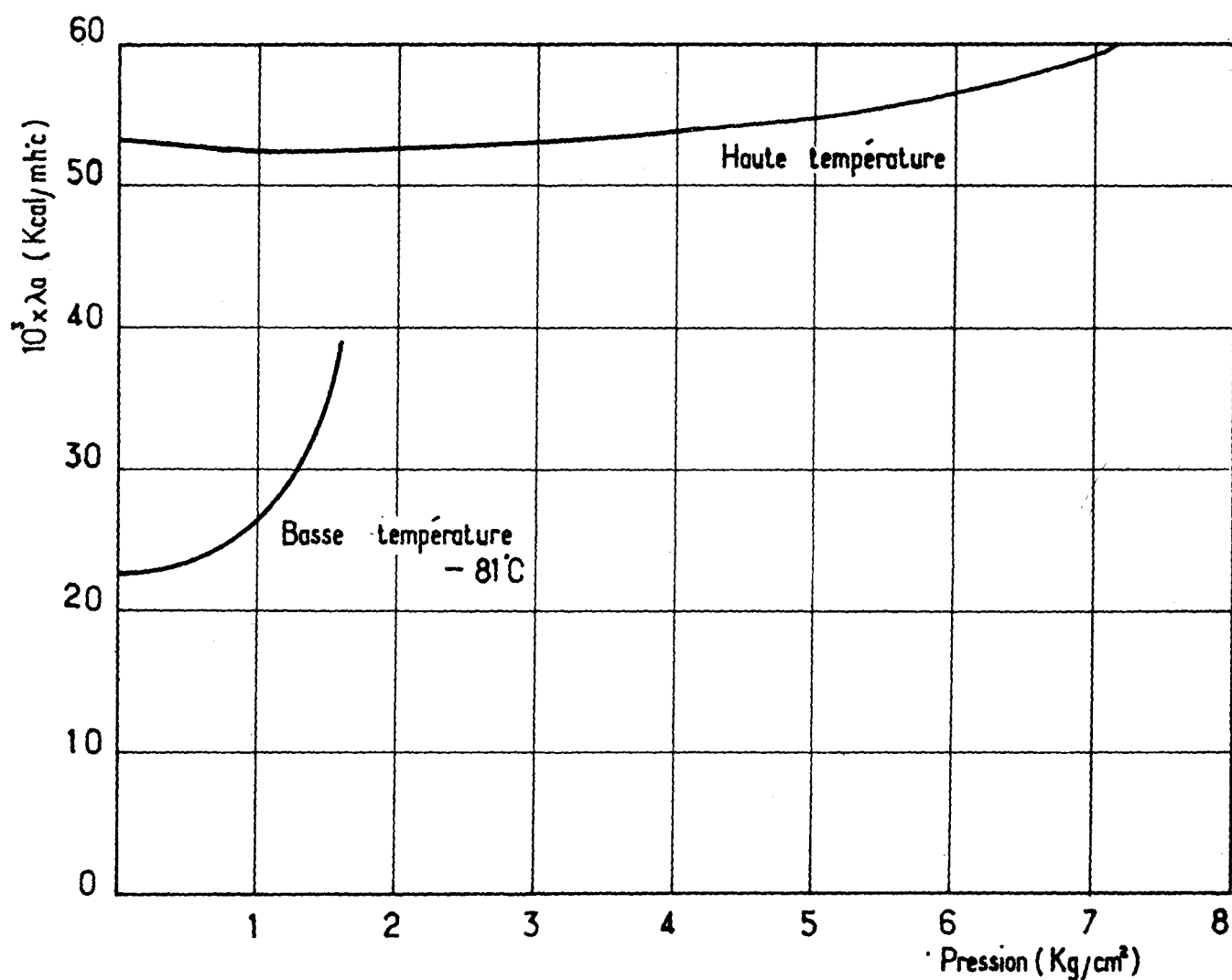
Pour trois orientations différentes du gradient thermique
(d'après H.ZEHENDER 1964)



Matrice : fibre de verre - $\rho_s = 80 \text{ kg/m}^3$ - $\epsilon = 0,997$
 Fluide interstitiel : air à la pression atmosphérique
 Appareil à plaques orientables : $400 \times 400 \text{ mm}^2$ - épaisseur = 40 mm

Fig 2 VARIATION DE LA CONDUCTIBILITE
THERMIQUE APPARENTE EN FONCTION DE
LA PRESSION

(d'après G. MARTIN et G. HASELDEN, 1963)



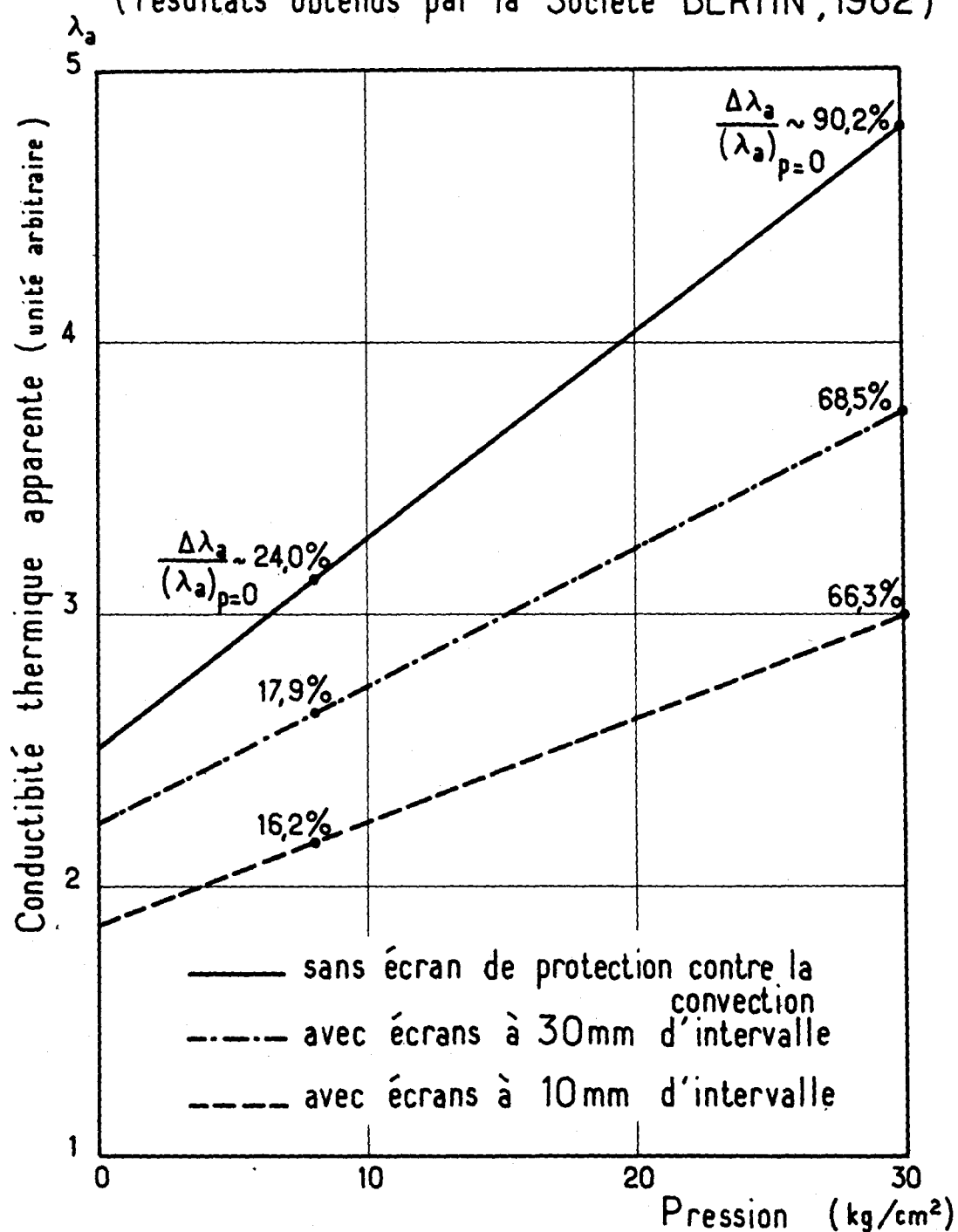
Matrice : fibre minérale $\rho_s = 145 \text{ Kg/m}^3$, $\epsilon = 0,942$, $d = 300 \text{ mm}$

Fluide interstitiel : CO_2

Appareil à plaques verticales : hauteur: 1300 mm . largeur: 600 mm

Fig. 3 VARIATION DE LA CONDUCTIBILITE THERMIQUE EN FONCTION DE LA PRESSION

(résultats obtenus par la Société BERTIN, 1962)



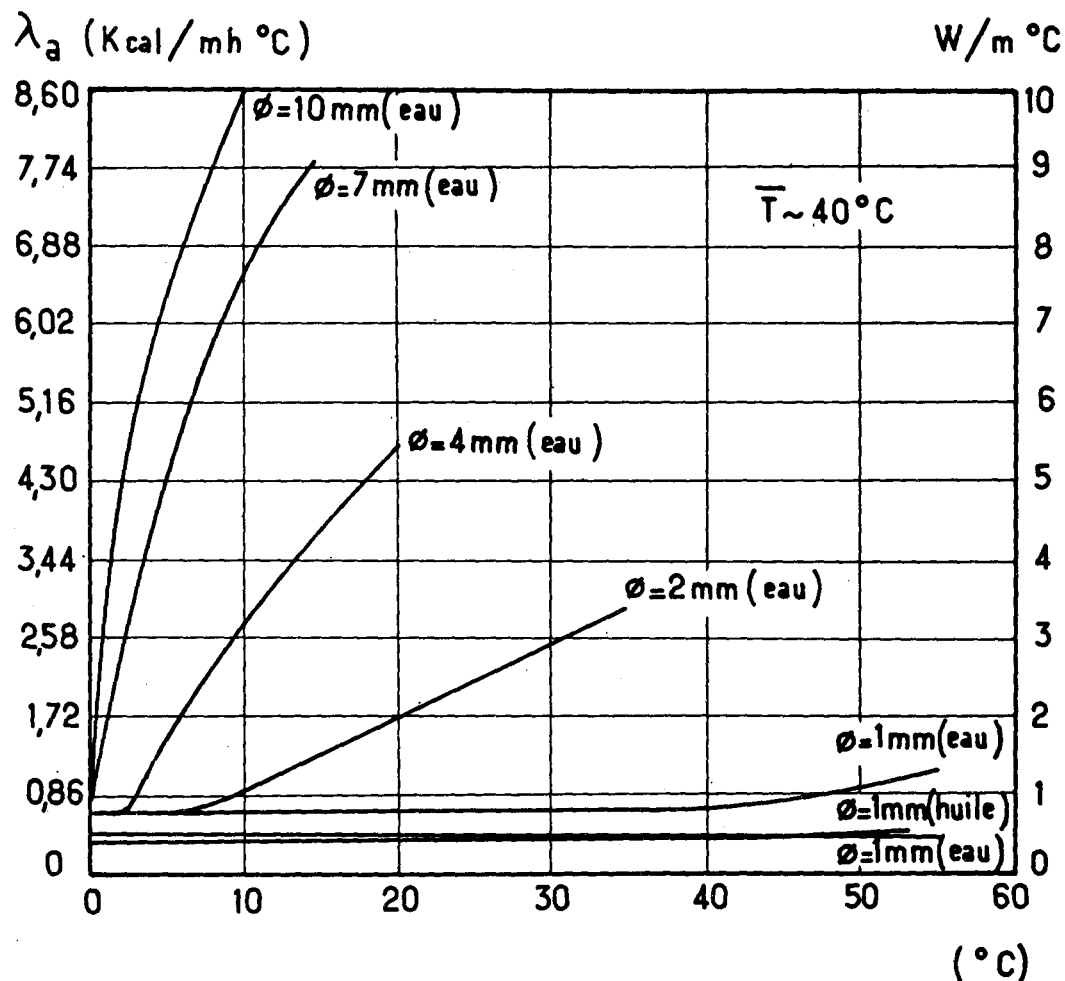
Matrice : fibre de verre : $\rho_s = 60 \text{ kg/m}^3$ - $\phi = 3 \mu$ - $\epsilon = 0,976$

Fluide interstitiel : CO_2

Appareil cylindrique à gradient radial, en position verticale, adapté aux mesures sous fortes pressions - $\phi_i = 80 \text{ mm}$ - $\phi_e = 440 \text{ mm}$ - $l = 480 \text{ mm}$ - $T_i = 400^\circ \text{C}$

Fig. 4 VARIATION DU COEFFICIENT DE CONDUCTIBILITE
APPARENTE EN FONCTION DE ΔT

Pour des lits de billes de verre de différents diamètres
(d'après K.J. SCHNEIDER, 1963)



Matrice : billes de verre $\phi : 1; 2; 4; 7; 10$ mm

$\epsilon : 0,385, 0,387; 0,399, 0,409; 0,434$

$d : 40$ mm

Fluide interstitiel : air, eau, huile

Appareil à plaques horizontales : dimensions : $400 \times 400 \text{ mm}^2$

En effet, l'analyse théorique faite par HORTON et ROGERS (1945) et plus tard, mais indépendamment d'eux, par LAPWOOD (1948) constitue une extension aux milieux poreux des équations et des méthodes utilisées par RAYLEIGH (1916), JEFFREYS (1926), PELLEW et SOUTHWELL (1940) pour décrire le transport de chaleur dans une couche horizontale de fluide visqueux. Ces auteurs gardent la même forme de l'équation de conservation de la masse et de l'énergie, mais ils remplacent l'équation du mouvement pour les fluides visqueux par l'équation de DARCY. En utilisant des conditions aux limites globales, appliquées aux surfaces extrêmes limitant le système ils arrivent à exprimer quantitativement la condition de déclenchement de la convection en déterminant la valeur d'un nombre de Rayleigh de filtration critique Ra_f .

$$Ra_f = Ra \cdot \frac{K}{d^2} > 4 \cdot \pi^2 \text{ ou } Ra_f = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot K \cdot d}{\nu \cdot a} > 4 \cdot \pi^2$$

où g est l'accélération de la pesanteur,

β le coefficient de dilatation cubique à pression constante du fluide interstitiel,

ΔT l'écart de température entre les deux plans limitant le milieu,

ν la viscosité cinématique du fluide interstitiel,

K la perméabilité du milieu poreux,

d l'épaisseur de la couche,

a la diffusivité thermique du milieu poreux,

De nombreux essais ont été faits entre 1949 et 1953 par HORTON, ROGERS, MORRISON et d'autres auteurs pour vérifier expérimentalement la valeur de ce nombre critique de Rayleigh mais sans succès. Les discordances obtenues ont poussé ces auteurs à affiner leur hypothèse (variation non linéaire de la température, variation de la viscosité en fonction de la température, etc.) mais la concordance des résultats était toujours médiocre.

Récemment KATTO et MASUOKA (1967) ont repris le problème du point de vue théorique et expérimental dans le but d'éclaircir définitivement cette question. En étudiant le transport de chaleur à travers des couches de billes (verres, acier, etc.) dont les interstices sont remplis d'azote à différentes pressions (étude expérimentale de la fonction $\lambda_a = f(p)$) ils ont obtenu une excellente confirmation expérimentale de la condition théorique donnée par HORTON et LAPWOOD (figure 5). Leur succès est dû à une interprétation plus correcte de la diffusivité thermique du milieu poreux. Dans l'expression de cette diffusivité thermique il faut faire entrer la conductibilité thermique $\bar{\lambda}$ du milieu poreux saturé de fluide sans mouvement convectif et la capacité calorifique de l'unité de volume du fluide interstitiel ($\rho.C_p$). Corrélativement il faut remplacer, dans le nombre de Rayleigh, la diffusivité thermique telle qu'elle avait été définie par HORTON, c'est à dire $a = \bar{\lambda}/(C_p.\rho)_s$, par $a = \bar{\lambda}/(C_p.\rho)$. La justification en est immédiate (ELDER) si l'on suppose que les températures de la matrice solide et du fluide sont égales. Pour un régime stationnaire, la quantité de chaleur transportée par le fluide en mouvement est $(\rho.C_p) \cdot \vec{V} \cdot \vec{g}rad T$ et celle transmise par conduction pure (matrice solide et fluide interstitiel immobile) est $\bar{\lambda} \cdot div(\vec{g}rad T)$. La conservation de l'énergie dans un volume élémentaire permet d'écrire :

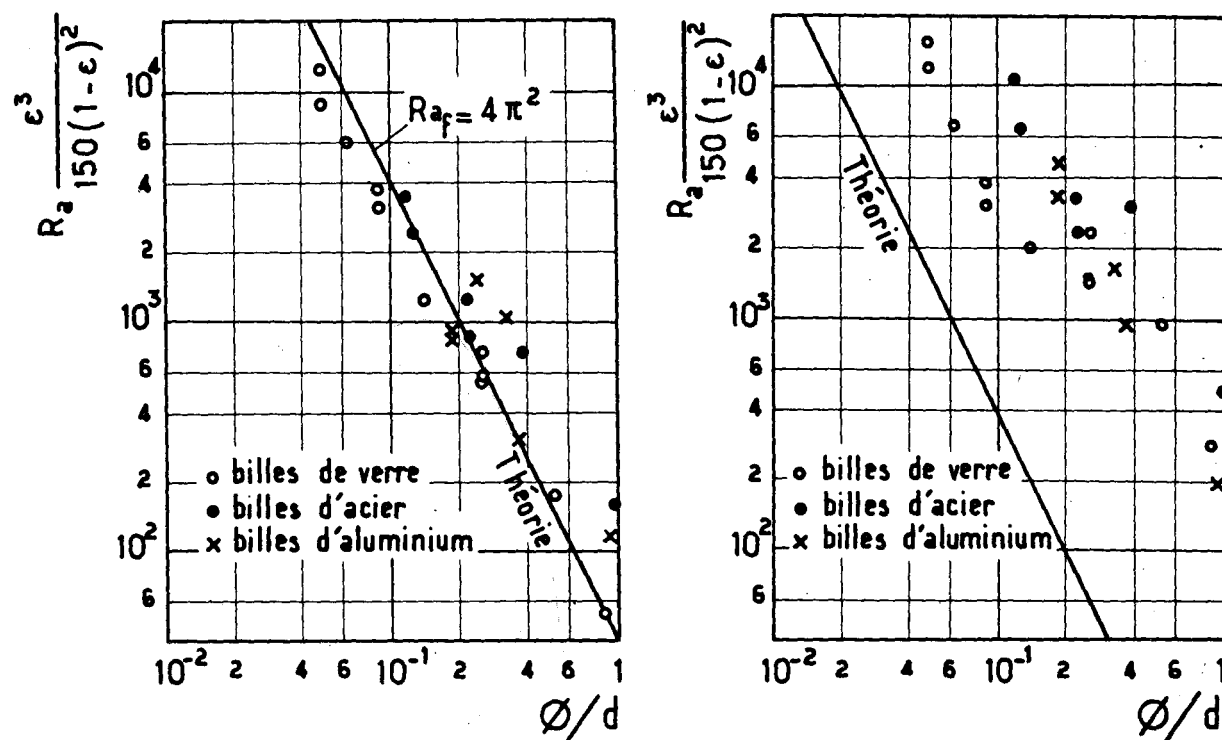
$$(\rho.C_p) \cdot \vec{V} \cdot \vec{g}rad T = \bar{\lambda} \cdot div(\vec{g}rad T)$$

d'où l'expression de la diffusivité $a = \bar{\lambda}/(\rho.C_p)$

Antérieurement aux travaux de KATTO et MASUOKA, de bonnes vérifications expérimentales du nombre de Rayleigh critique avaient été obtenues par SCHNEIDER (1963) et ELDER (1967) avec des milieux granuleux (couches de billes) saturés de liquides.

Fig.5 CORRESPONDANCE ENTRE LES VALEURS THEORIQUES
ET EXPERIMENTALES DU NOMBRE DE RAYLEIGH
DE FILTRATION CRITIQUE

$$Ra_f = Ra \cdot \frac{k}{d^2} = Ra \cdot \frac{\epsilon^3}{150(1-\epsilon)^2} \left(\frac{\phi}{d}\right)^2 = 4\pi^2 \quad \left(Ra = \frac{g \beta \Delta T d^3}{\nu a}\right)$$



$$a = \bar{\lambda} / (C_p \rho)$$

$$a = \bar{\lambda} / (C_p \rho)_s$$

Matrice: billes de verre, acier et aluminium

ϕ : 0,779; 1,25; 2,27; 4,66 mm

ϵ : 0,38 à 0,45

d : 9 à 17 mm

Fluide interstitiel: N_2 sous pression ($p \leq 150 \text{ kg/cm}^2$)

Appareil à plaques circulaires horizontales - $\phi = 100 \text{ mm}$

WOODING (1957) a essayé d'intégrer numériquement le système d'équations proposé par HORTON et LAPWOOD, la diffusivité thermique étant celle définie par KATTO et MASUOKA et ELDER. La méthode mathématique utilisée consiste à exprimer les variables (température et vitesse) sous forme de séries de puissances de Ra_f . Une telle méthode a déjà été utilisée par BATCHELOR (1954) pour des fluides sans milieu poreux. A notre connaissance il n'y a pas eu de vérifications expérimentales des solutions trouvées.

De tous ces travaux il faut retenir comme un élément positif important la bonne concordance entre la théorie et l'expérience en ce qui concerne le nombre de Raileigh de filtration critique, ce qui confirme la validité du système d'équations initial lorsque la diffusivité est celle définie par KATTO et MASUOKA et la validité des méthodes appliquées.

Par contre, il faut noter que ce résultat se rapporte à un domaine d'application assez restreint quant aux conditions aux limites (plans horizontaux parallèles, le plan inférieur étant chaud) et à la nature des matériaux poreux (couche de billes de diamètre moyen supérieur à 0,5 mm, de porosités comprises entre 0,35 et 0,45).

Aussi dans le cadre du contrat EURATOM 103.66.12.TEGF relatif à l'étude de la convection naturelle dans les milieux fibreux, la Société BERTIN et Cie et la Compagnie de SAINT-GOBAIN ont, jusqu'ici :

- 1) précisé les équations fondamentales permettant de décrire le transport de chaleur dans ces milieux fibreux,
- 2) mis au point des méthodes expérimentales permettant d'y étudier les champs des vitesses et des températures.

Les résultats obtenus dans ces deux domaines sont exposés ci-dessous.

3 - EQUATIONS FONDAMENTALES. PARAMETRES CARACTERISTIQUES.

3.1. - Equations fondamentales.

L'état physique d'un milieu poreux constitué d'une matrice solide indéformable continue et d'un fluide interstitiel continu peut être caractérisé par des grandeurs moyennes définies à l'échelle d'un élément de volume de plusieurs pores : masse spécifique du fluide interstitiel, vitesse du fluide interstitiel, températures de la matrice solide et du fluide interstitiel, etc.

Moyennant certaines hypothèses, ces grandeurs moyennes permettent de décrire les transports de masse, de quantité de mouvement et d'énergie dans ce milieu poreux. On obtient les relations suivantes :

(A) $\bar{\rho} \cdot \text{div } \vec{V} = 0$
flux de masse

(B) $\frac{\mu \cdot \epsilon \cdot \vec{V}}{K} = - \text{grad } p + \rho \cdot \vec{g}$
forces de frottement forces de pression forces de pesanteur
(force de DARCY)

(C) $\alpha \cdot \epsilon \cdot \bar{\rho} \cdot C_p \cdot \vec{V} \cdot \text{grad } T = \epsilon \cdot \lambda \cdot \text{div grad } T + \frac{\lambda}{l} \cdot (T_s - T)$
flux de chaleur transporté par convection flux de chaleur porté par conduction dans le fluide flux de chaleur échangé entre la matrice et le fluide

(D) $(1 - \epsilon) \cdot \lambda_s \cdot \text{div grad } T_s + \frac{\lambda}{l} \cdot (T - T_s) = 0$
flux de chaleur transporté par conduction dans la matrice solide flux de chaleur échangé entre la matrice solide et le fluide

- C_p est la chaleur spécifique à pression constante du fluide interstitiel,
 K la perméabilité du milieu poreux,
 α un paramètre ayant les dimensions d'une surface ($\alpha = \frac{K}{\epsilon^2}$),
 p la pression moyenne au voisinage d'un point,
 T la température moyenne du fluide interstitiel au voisinage d'un point,
 T_s la température moyenne de la matrice solide au voisinage d'un point,
 V la vitesse moyenne du fluide interstitiel au voisinage d'un point,
 α un coefficient sans dimension défini par :

$$\alpha \cdot T \cdot \vec{V} = \frac{1}{\tau} \iiint V^1 \cdot T^1 \cdot d\tau$$

- (V^1 et T^1 étant les vitesse et température en un point du fluide interstitiel et τ l'élément de volume considéré),
 β le coefficient de dilatation cubique à pression constante du fluide interstitiel,
 ϵ la porosité volumique de la matrice solide,
 λ la conductibilité du fluide interstitiel,
 λ_s la conductibilité de la matrice solide,
 μ la viscosité dynamique du fluide interstitiel,
 ρ la masse spécifique moyenne du fluide.

La densité de flux de chaleur q à une paroi limitant le milieu poreux est alors donnée par la relation :

$$q = - \left(\epsilon \cdot \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial n} + (1 - \epsilon) \lambda_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial n} \right)$$

n étant la normale à la paroi.

Les principales hypothèses nécessaires sont les suivantes :

- le milieu poreux est macroscopiquement homogène et isotrope,
- l'équation d'état du fluide interstitiel est telle que :

$$\rho = \bar{\rho} \cdot (1 - \beta \cdot (T - \bar{T}))$$

($\bar{\rho}$, \bar{T} caractérisant un état de référence),

- les vitesses du fluide interstitiel sont faibles.

En première approximation un milieu fibreux peut être assimilé à un milieu poreux ayant les propriétés indiquées ci-dessus.

3.2. - Convection naturelle dans une cellule. Paramètres caractéristiques.

Considérons un milieu fibreux contenu dans une cellule parallélépipédique étanche dont deux faces verticales parallèles sont portées à des températures différentes T_0 et T_1 et les autres faces isolées thermiquement. La face dont la température est la plus basse est dite froide, l'autre chaude.

La distance entre les deux faces chauffées est l'épaisseur d de la cellule, celle entre les deux faces horizontales la hauteur l , celle entre les deux dernières faces, la profondeur.

Le flux de chaleur aux parois des faces froide et chaude résulte de la conduction dans la matrice solide et de la convection naturelle dans le fluide interstitiel. Quand la profondeur est grande par rapport à l'épaisseur, l'écoulement du fluide interstitiel peut être considéré comme bidimensionnel.

Si l'on admet que la température de la matrice solide est très peu différente de la température du fluide interstitiel le système d'équation (A) (B) (C) (D) se ramène au système:

$$(A') \quad \bar{\rho} \cdot \text{div } \vec{V} = 0$$

$$(B') \quad \frac{\mu \cdot \epsilon \cdot \vec{V}}{K} = - \text{grad } p + \rho \cdot \vec{g}$$

$$(C'') \quad \epsilon \cdot \bar{\rho} \cdot C_p \cdot \vec{V} \cdot \text{grad } T = (\epsilon \cdot \lambda + (1 - \epsilon) \cdot \lambda_s) \cdot \text{div grad } T$$

qui est identique au système proposé par KATTO et MASUOKA.

La densité de flux de chaleur à une paroi est alors donnée par la relation :

$$q = -(\epsilon \cdot \lambda + (1 - \epsilon) \cdot \lambda_s) \cdot \frac{\partial T}{\partial n}$$

En rendant les différentes variables adimensionnelles on s'aperçoit que les seuls paramètres entrant dans les équations (A'') (B'') (C'') sont le nombre de Rayleigh de filtration

$$Ra_f = \frac{\beta \cdot \bar{\rho}^2 \cdot C_p \cdot g \cdot (T_1 - T_0) \cdot K \cdot d}{\mu \cdot (\epsilon \cdot \lambda + (1 - \epsilon) \cdot \lambda_s)}$$

et l'allongement de la cellule $\frac{l}{d}$.

Expérimentalement on constate que pour un faible écart de température entre les faces chaude et froide la répartition de température du fluide interstitiel suivant une normale à ces faces est linéaire sauf aux extrémités de la cellule.

Pour des écarts de température plus élevés il y a formation de deux couches limites thermiques d'épaisseurs variables δ le long des faces chaude et froide avec une variation importante du gradient de la température au voisinage des parois et apparition d'une région quasi-isotherme au centre de la cellule.

La résolution du système complet d'équations A, B, C, D, dans le cas où il y a formation de couches limites et où l'écart entre les températures de la matrice solide et du fluide interstitiel pourrait être important, est possible de façon approchée en utilisant une méthode intégrale.

La solution obtenue, symétrique par rapport au centre de la cellule, met en évidence que si la condition :

$$\frac{\frac{(1 - \epsilon) \cdot \lambda_s}{\epsilon \cdot \lambda} \cdot \frac{K}{\epsilon}}{\delta} \ll 1$$

est remplie, l'approximation $T = T_s$ est parfaitement justifiée. Pour les milieux fibreux envisagés dans la présente étude cette condition est toujours satisfaite.

Par exemple, pour une cellule de caractéristiques : $\frac{\lambda}{d} = 2$; $d = 0,1$; matrice laine de verre $\epsilon = 0,96$; $K = 10^{-9} \text{ m}^2$; $T_1 = 400^\circ\text{C}$; $T_0 = 20^\circ\text{C}$; fluide interstitiel : CO_2 sous 30 bars, ce paramètre vaut $3,1 \cdot 10^{-2}$ à 10^{-5} m de l'origine d'une couche limite.

En attendant la résolution numérique complète du système d'équations (A') (B') (C') dont la validité a été prouvée ci-dessus, la résolution approchée effectuée pour le régime de couches limites séparées nous a fourni une expression du flux à la paroi froide d'une cellule :

$$\text{Nu}_d = \frac{\phi \cdot d}{S \cdot (\epsilon \cdot \lambda + (1 - \epsilon) \cdot \lambda_s) \cdot (T_1 - T_0)} = 0,316 \cdot \text{Ra}_f^{0,5} \cdot \left(\frac{d}{\lambda}\right)^{0,5}$$

ϕ étant le flux reçu par la paroi froide et S sa surface ;

et, une condition pour l'apparition de ce régime à couches limites séparées :

$$\text{Ra}_f > 80 \cdot \frac{\lambda}{d}$$

Il est à noter que la conductibilité $\epsilon \cdot \lambda + (1 - \epsilon) \cdot \lambda_s$ peut être atteinte expérimentalement. En effet la densité de flux de chaleur à la paroi lorsque le nombre de Rayleigh de filtration est suffisamment faible, est égale à :

$$(\epsilon \cdot \lambda + (1 - \epsilon) \cdot \lambda_s) \cdot \frac{T_1 - T_0}{d}$$

- METHODES EXPERIMENTALES.

La mise au point des méthodes expérimentales a été effectuée avec deux milieux fibreux dont la matrice solide est de la laine de verre. Dans un cas le fluide interstitiel est du gaz carbonique sous pression, dans l'autre un liquide organique.

4.1. - Etude expérimentale de la convection naturelle du gaz carbonique sous pression dans la laine de verre.

4.1.1. - Tracé des profils de température.

La méthode la plus simple consisterait à introduire dans la laine de verre un certain nombre de thermocouples permettant de connaître la répartition tridimensionnelle de la température. On peut malheureusement craindre que les fils de connexion ne perturbent l'écoulement du gaz et de la chaleur en créant des canaux dans la laine de verre. L'évaluation de ces perturbations à priori semble difficile. Aussi a-t-on fait appel à une autre méthode (thermocolorimétrie) qui consiste à disperser dans la laine de verre une poudre dont la couleur change lorsqu'on dépasse une certaine température. Le phénomène est irréversible si bien qu'il permet de connaître en chaque point du milieu la température maximum atteinte au cours de l'expérience. La poudre peut être dispersée directement sur des panneaux minces de laine de verre que l'on superpose ensuite de façon à constituer un matelas épais que l'on introduit dans la cellule ; les virages de couleur sont plus nettement visibles si la poudre est appliquée sur un tissu de verre que l'on intercale ensuite en sandwich entre les panneaux minces. La présence de la poudre ou du tissu ne modifie pas sensiblement la perméabilité de la laine de verre et les profils de température obtenus par cette méthode n'ont pas mis en évidence de canaux d'écoulement préférentiel. Il existe des poudres présentant 1, 2, 3 ou même 4 virages successifs qui permettent de visualiser autant d'isothermes.

Cette méthode est délicate et sa précision limitée ($\pm 5^{\circ}\text{C}$) mais son grand intérêt est d'éviter l'introduction d'une sonde dans le milieu et de fournir une carte complète des températures.

4.1.2. - Tracé du profil des vitesses.

L'utilisation de l'anémomètre classique à fil chaud pour la détermination des profils de vitesse dans la laine de verre rencontre plusieurs obstacles :

- le fil chaud a des dimensions bien supérieures aux cavités de la laine de verre,
- son indication dépend de l'orientation de la vitesse, orientation que l'on ne connaît pas à l'intérieur d'un pore,
- sa sensibilité n'est pas suffisante pour les vitesses mises en jeu dans la laine de verre ($< 1 \text{ mm/s}$).

En collaboration avec M. CALVET Professeur à l'Ecole Nationale Supérieure d'Aéronautique de Paris, la Société BERTIN a tenté de mettre au point un anémomètre à thermistance présentant certains avantages par rapport à l'anémomètre à fil chaud. La thermistance, qui est sphérique, a un diamètre égal à la taille moyenne des pores et ne déforme donc pas le milieu fibreux.

En outre, sa résistance varie dix fois plus vite que celle du platine en fonction de la température ; elle devait donc permettre de mesurer des vitesses beaucoup plus faibles que le fil de platine. Malheureusement la mise au point de cette méthode d'investigation s'est avérée difficile, parce que la mesure de la vitesse exige une stabilité de température incompatible avec les conditions de l'expérience (10^{-3} à 10^{-4}°C).

Les vitesses de convection étant extrêmement faibles, il semblerait plus opportun de les intégrer sur un temps suffi-

samment long en utilisant des traceurs. La laine de verre baignée de gaz étant opaque, on peut envisager de suivre les mouvements du gaz dans le milieu poreux en injectant ponctuellement un isotope radioactif du gaz qui s'y trouve déjà. Certains auteurs ont déjà travaillé dans cette voie. Cette méthode a l'inconvénient d'exiger un appareillage coûteux.

Devant les difficultés rencontrées pour la mesure des vitesses et températures dans un milieu composé de laine de verre et d'anhydride carbonique, et notamment, l'impossibilité d'utiliser comme pour les cellules sans milieu fibreux les méthodes optiques, on a été amené à remplacer l'anhydride carbonique par un liquide de même indice que le verre, ce qui rend le milieu transparent.

4.2. - Etude de la convection naturelle en milieu simulé.

4.2.1. - Visualisation des températures.

La visualisation du champ de température dans un écoulement non isotherme peut être réalisée, dans le cas des gaz, par interférométrie et l'on obtient alors des franges isochromes qui selon les méthodes correspondent à des isothermes ou à des isogradients de température. L'utilisation de l'interférométrie dans le cas de la convection naturelle de liquide d'indice dans la laine de verre s'est heurtée à deux obstacles :

- 1) Les variations de chemin optique dans les milieux liquides sont beaucoup plus importantes que dans les gaz ; les rayons se trouvent déviés au passage de la cellule et les zones correspondantes restent obscures.
- 2) A une certaine température, la laine de verre baignée de liquide d'indice n'est transparente que dans un intervalle de longueur d'onde étroit dans lequel l'indice du liquide est voisin de celui du verre. La longueur d'onde de transparence maximale varie avec la température : c'est l'effet Christian-sen. Il rend les images d'interférométrie inexplicables

puisque la couleur des isochromes dépend à la fois de la température et du gradient de température.

Heureusement, ces deux phénomènes qui étaient des inconvénients pour l'interférométrie ont pu être utilisés directement pour la détermination du champ des températures :

1) Mesure du gradient de température.

Au passage de la veine de milieu fibreux baigné de liquide d'indice, un rayon lumineux subit une déviation proportionnelle à l'épaisseur de la cellule et au gradient d'indice qui est lui-même proportionnel au gradient de température. La mesure du gradient de température se ramène donc à la mesure de la déviation des rayons lumineux que l'on peut réaliser de différentes façons :

Mesure directe de la déviation d'un pinceau fin de lumière parallèle.

Dans le cas d'une cellule comprenant une face chaude et une face froide, si l'on intercepte le faisceau parallèle incident par une fente parallèle à la face chaude ou à la face froide (figure 6), on obtient derrière la cellule une image déformée de cette fente. En chaque point la déformation est proportionnelle au gradient de température ; la figure obtenue représente donc la courbe du flux thermique à la paroi correspondante. On a porté sur la figure 7 les courbes observées dans le cas d'une cellule sans fibre de verre et avec fibre de verre. On constate bien que la présence de la fibre de verre diminue le flux thermique et modifie la forme de la courbe. Cette méthode qui n'est pas très sensible convient à l'étude des zones où le gradient est élevé. Pour les zones où le gradient est faible, il convient d'utiliser une méthode strioscopique plus sensible.

fig. 6 PRINCIPE DE LA MESURE DIRECTE DE LA DEVIATION SUBIE PAR UN
PINCEAU FIN DE LUMIERE PARALLELE AU COURS DE LA TRAVERSEE
D'UNE CELLULE CONTENANT FIBRE + LIQUIDE D'INDICE

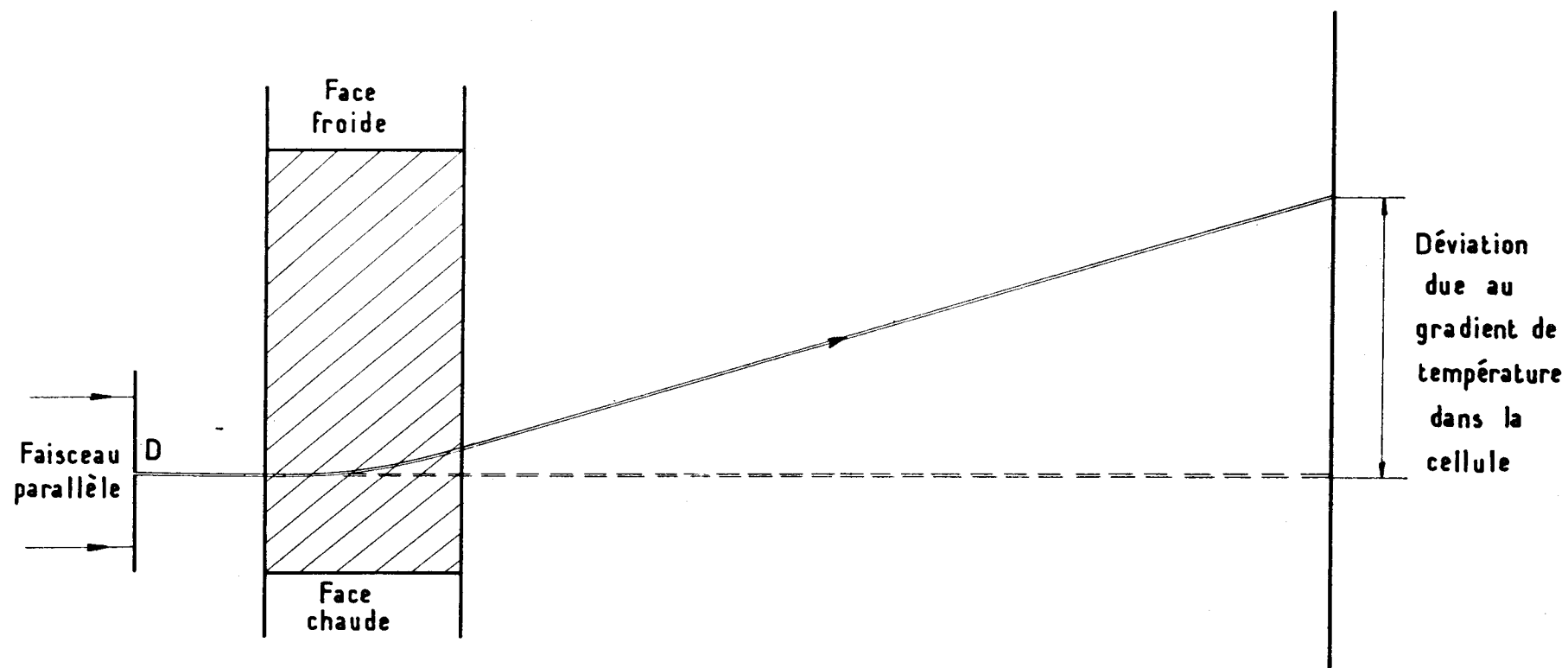
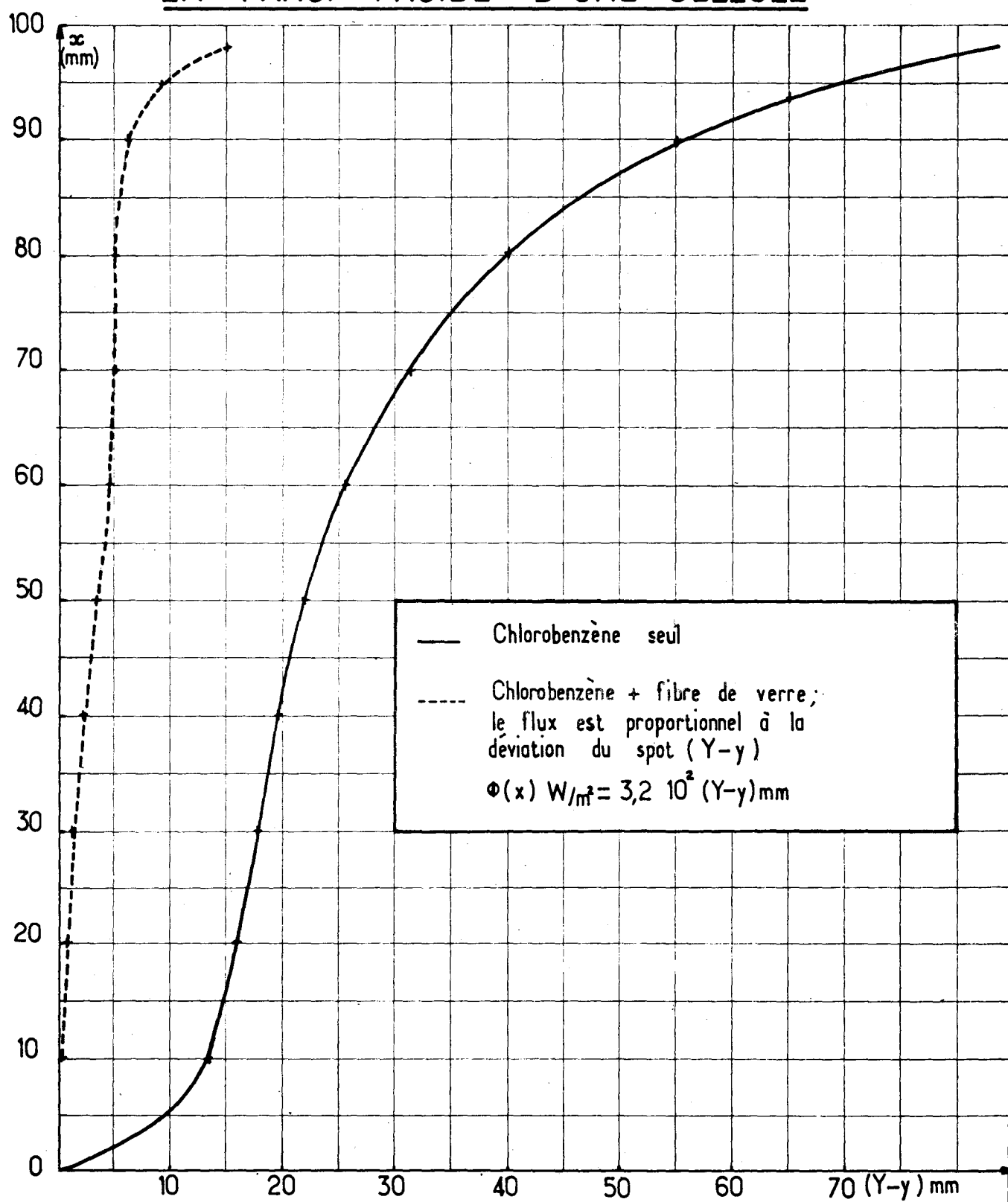


Fig 7

COURBE DU FLUX THERMIQUE SUR LA PAROI FROIDE D'UNE CELLULE



Cette courbe est obtenue en remplaçant le trou D de la figure 6 par une fente verticale parallèle à la face froide et telle que le faisceau ainsi défini traverse la cellule au plus près de cette face.

Strioscopie à fente.

Grâce à une strioscopie à fente multiple, décrite par J. SURGET, dont le principe est représenté sur la figure 8, on peut former une image de la cellule comportant des franges qui sont des isogradients de température. L'image obtenue permet par intégration de reconstituer une carte des températures. Cette méthode, plus sensible que la précédente, permet de faire apparaître les limites des zones à gradient nul donc les couches limites.

2) Mesure directe de la température par effet Christiansen.

Pour le liquide d'indice comme pour le verre, l'indice de réfraction est une fonction de la longueur d'onde. En général la courbe de dispersion ($n = f(\lambda)$) du liquide est différente de celle du verre et si le liquide est bien choisi, les deux courbes se coupent pour une longueur d'onde visible. Pour cette longueur d'onde le milieu est transparent. Si l'on s'éloigne de cette longueur d'onde la lumière est de plus en plus diffractée. La courbe de dispersion du liquide varie beaucoup en fonction de la température tandis que celle du verre varie peu. La longueur d'onde pour laquelle le milieu est transparent est donc une fonction de la température. Il en résulte que les franges des images strioscopiques sont colorées et que la couleur de la frange est une fonction de la température du point correspondant.

Il doit être possible de tracer directement une carte des températures à condition de relier quantitativement la couleur à la température par colorimétrie. Le simple examen de l'image à l'oeil permet déjà de se faire une idée qualitative des isothermes qui correspondent aux isochromes et de compléter les résultats des mesures de gradient. On trouvera sur la figure 9 une représentation schématique d'un cliché strioscopique de cellule.

fig.8 SCHEMA DE PRINCIPE DE LA STRIOSCOPIE A FENTES MULTIPLES

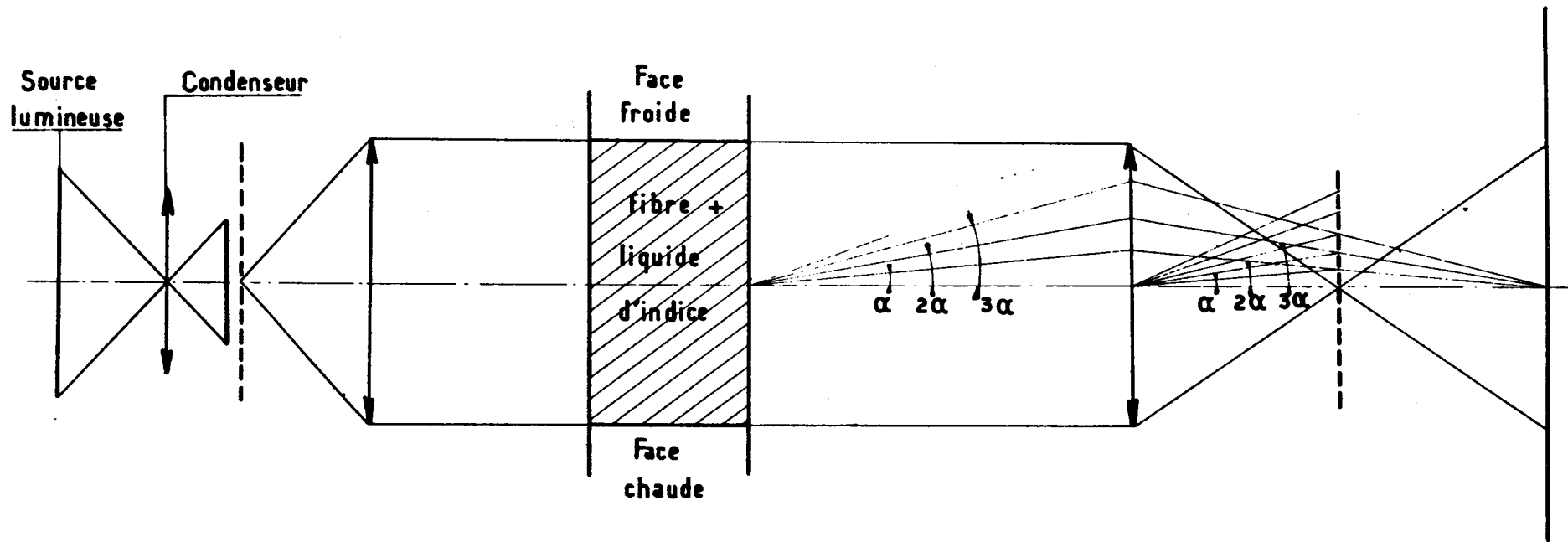
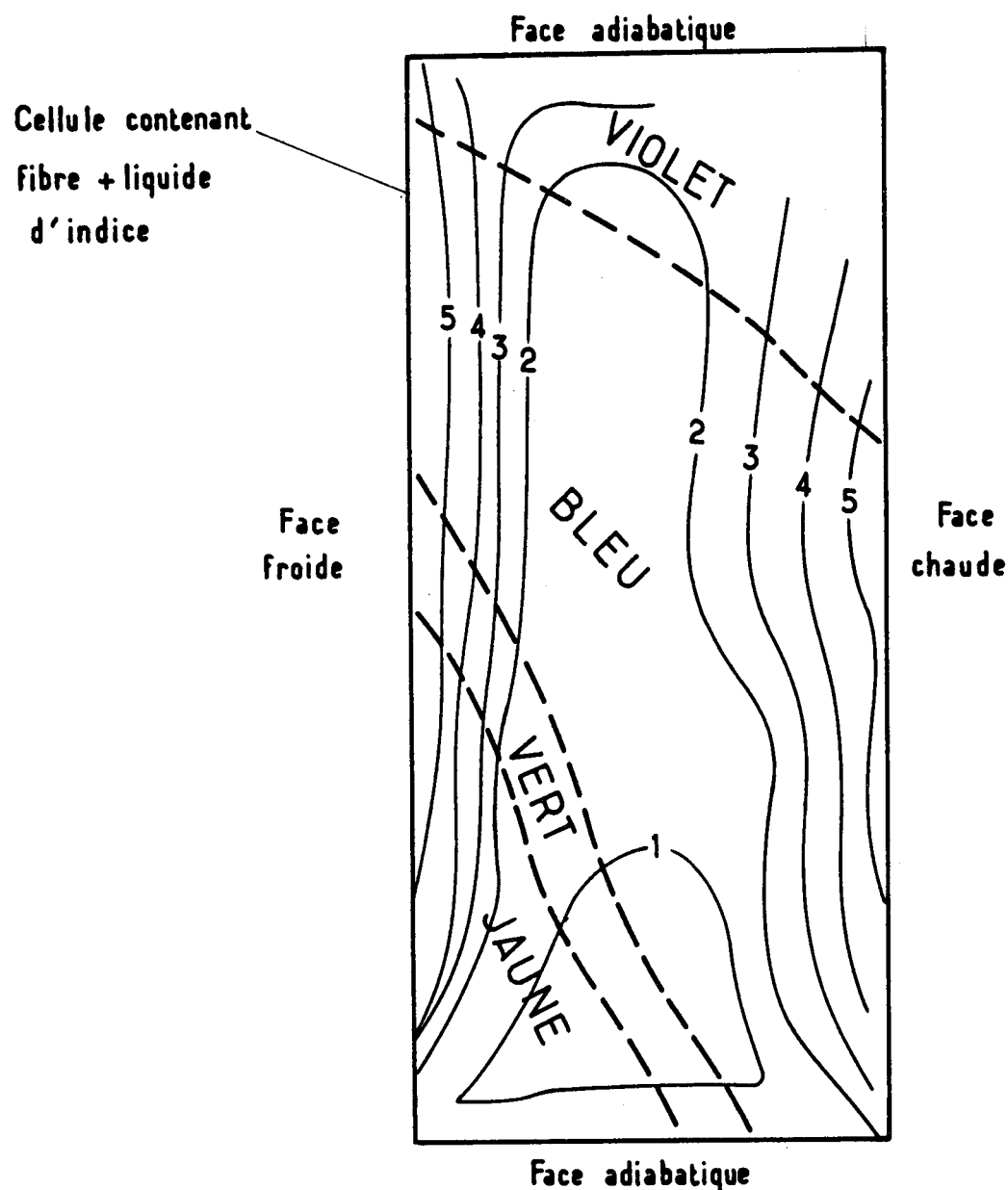


Fig.9 REPRESENTATION SCHEMATIQUE D'UN CLICHE
STRIOSCOPIQUE



Les lignes continues sont des lignes d'égal gradient (gradient croissant régulièrement dans l'ordre:1,2,3,4,5). Les lignes pointillées représentent des isochromes qui correspondent à des isothermes (la température croît dans l'ordre:jaune,vert,bleu,violet).

4.2.2. - Visualisation des vitesses.

Si le fluide interstitiel est un liquide de même indice que la laine de verre, le milieu devient transparent et l'on peut alors utiliser un traceur optique pour suivre les mouvements du fluide. Il semble que la meilleure méthode consiste à injecter ponctuellement dans la fibre de petites quantités de liquide teintées par un colorant organique, ce liquide étant identique à celui qui se trouve déjà dans la fibre. Si l'on injecte un filet linéaire de liquide coloré on peut déterminer un profil de vitesse.

Cette méthode a été utilisée pour déterminer l'équation à laquelle obéit l'écoulement du fluide dans la laine de verre ; à cet effet on a étudié le profil des vitesses d'un écoulement forcé isotherme dans un tube contenant de la fibre de verre. Si l'écoulement obéit à la loi de DARCY, le profil des vitesses doit être plan (alors qu'il est parabolique pour un écoulement laminaire dans un tube ne contenant pas de laine de verre). L'expérience a alors montré que, sur un certain nombre d'échantillons, le profil des vitesses est statistiquement beaucoup plus proche du type plan que du type parabolique mais que les irrégularités de la laine de verre créent des canaux d'écoulement préférentiel importants (figure 10). Ceci montre que l'on a le droit d'adopter la loi de DARCY, mais les résultats que l'on en déduira ne seront valables que statistiquement.

Cette méthode a pu être appliquée avec succès à la détermination des profils de vitesse dans une cellule en convection : la figure 11 montre la forme d'un filet coloré injecté verticalement dans la partie médiane de la cellule, une minute après son injection, et permet de connaître la composante horizontale de la vitesse dans le plan médian de la cellule. Grâce à l'injection de filets horizontaux on pourra connaître les composantes verticales et tracer une carte complète des vitesses.

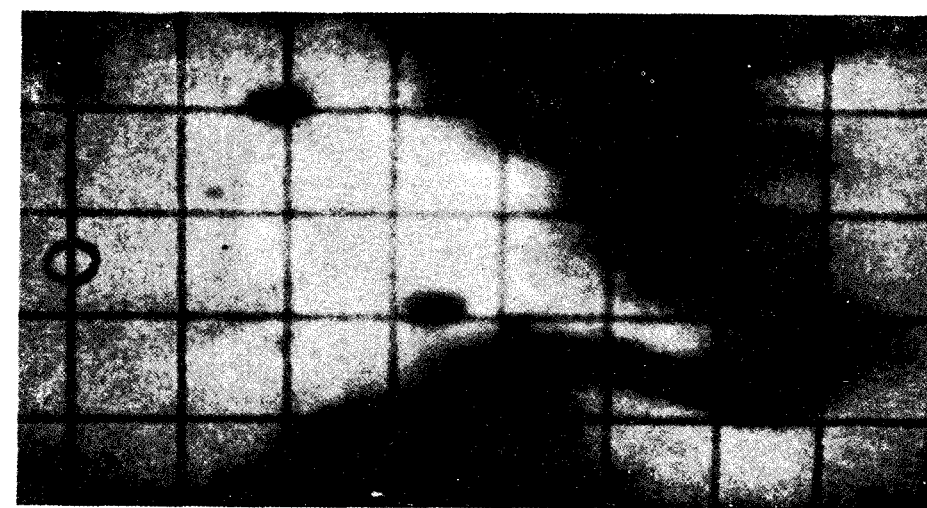


FIG. 10 CI-DESSUS

PROFIL DES VITESSES D'UN ECOULEMENT ISOTHERME DE CHLOROBENZENE DANS LA FIBRE DE VERRE. LA ZONE NOIRE REPRESENT L'EVOLUTION D'UN FIL COLORE INTRODUIT A L'ABSCISSE 0 SELON LE TRAIT NOIR.

FIG. 11 CI-CONTRE

PROFIL DES VITESSES HORIZONTALES LE LONG DE LA MEDIANE VERTICALE D'UNE CELLULE EN CONVECTION. LA ZONE NOIRE REPRESENT L'EVOLUTION D'UN FILET COLORE INTRODUIT UNE MINUTE AUPARAVANT SELON LE TRAIT NOIR.

4.2.3. - Problèmes de similitude liés à la simulation.

On a vu que l'écoulement à couches limites séparées dans une cellule apparaît lorsque :

$$Ra_d > 80 \cdot \frac{\ell}{d}$$

Cette inéquation détermine, dans le diagramme ($\log Ra_d$, $\log \frac{\ell}{d}$), deux plages séparées par une droite de pente 1. Les cellules de visualisation optique permettent de couvrir le domaine suivant : $0 < Ra_d < 1000$ avec $0,2 < \frac{\ell}{d} < 17$. Il chevauche la droite $Ra_d = 80 \cdot \frac{\ell}{d}$. Il devra donc être possible d'observer le régime d'écoulement à couches limites séparées en visualisation optique.

Il existe néanmoins une différence essentielle entre les écoulements de gaz et de liquides dans les milieux fibreux : tandis que la viscosité dynamique des gaz varie peu en fonction de la température, celle des liquides varie beaucoup.

5 - CONCLUSION.

Nous avons amorcé ici l'étude de la convection naturelle dans les milieux fibreux qui constituent le matériau de base de certains isolants pour réacteurs nucléaires. La bibliographie et l'étude théorique effectuée mettent en évidence que, sous certaines conditions, dans un milieu fibreux macroscopiquement homogène et isotrope où les mouvements du fluide interstitiel sont dus à la convection naturelle, les températures moyennes du fluide interstitiel et de la matrice solide sont très voisines.

Il en résulte que les transports de masse, de quantité de mouvement et d'énergie dans ce milieu sont décrits par des relations entre grandeurs moyennes :

$$\bar{\rho} \cdot \text{div } \vec{V} = 0$$

$$\frac{\mu \cdot \varepsilon \cdot \vec{V}}{K} = - \text{grad } p + \rho \cdot \vec{g}$$

$$\rho \cdot C_p \cdot \vec{V} \cdot \text{grad } T = \bar{\lambda} \cdot \text{div grad } T$$

Les paramètres gouvernant les échanges de chaleur entre les faces chaude et froide d'une cellule emplie de milieu fibreux sont le nombre de Payleigh de filtration rapporté à l'épaisseur de la cellule et l'allongement de la cellule.

Différentes méthodes expérimentales permettant l'étude des champs de température et de vitesse dans des cellules contenant des milieux fibreux ont été essayées.

Les plus prometteuses pour l'étude du champ des températures sont :

- la thermocolorimétrie avec les milieux fibreux où le fluide interstitiel est de l'anhydride carbonique,

- l'utilisation de l'effet Christiansen, la mesure de la déviation d'un pinceau lumineux, la strioscopie à fente avec les milieux fibreux dont la matrice solide est en fibres de verre et où le fluide interstitiel est un liquide d'indice.

Une visualisation des vitesses peut être obtenue en introduisant un filet coloré dans un milieu fibreux où le fluide interstitiel est un liquide d'indice.

La suite de cette étude comportera :

- La résolution numérique des équations proposées pour un large domaine du nombre de Rayleigh de filtration et de l'allongement.
- Des vérifications expérimentales :
 - soit avec des maquettes optiques (cellules contenant de la fibre de verre et du liquide d'indice),
 - soit avec des maquettes thermiques : cellules contenant de la fibre de verre et de l'anhydride carbonique sous pression.

6 - REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.

BATCHELOR G.K.

Heat transfer by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures.

Quarterly of Applied Mathematics, (1954), XII, n° 3 p 209-233.

BERTIN et Cie.

Calorifugeage par laine de verre. Résultats d'essais sur petits modèles.

- Note Technique 29.32 du 13 avril 1962 : laine de verre superfine 60 kg/m^3 , écartement 10 mm.
- Note Technique 29.35 du 25 avril 1962 : laine de verre superfine 60 kg/m^3 , sans enroulement métallique.
- Note Technique 29.46 du 18 juin 1962 : laine de verre superfine 60 kg/m^3 , écartement 30 mm.

DARCY H.

Les fontaines publiques de la ville de Dijon.

Dalmont - Paris 1856.

ELDER J.W.

Steady free convection in a porous medium heated from below.

Journal of fluid Mechanics. Vol 27 - part 1 (1967) p. 29.

HORTON C.W., ROGERS F.T.

Convection currents in a porous medium.

Journal of Applied Physics, (1945) 16, n° 6, p. 367-370.

KATTO Y., MASUOKA T.

Criterion for the onset of convective flow in a fluid in a porous medium.

International Journal of Heat and Mass Transfer, (1967), vol 10, n° 3, p. 297-309.

LAPWOOD E.R.

Convection of a fluid in a porous medium.

Proc. Cambr. Phil. Soc. (1948), 44, p. 508-521.

MARTIN G., HASELDEN G.

Heat transfer by natural convection in porous insulants.
Progrès dans la science et la technique du froid. Comptes rendus du XIème Congrès International du Froid, vol. I, Munich, août-septembre 1963 - Pergamon Press, (1965), p.241-245.

MORRISON H.L., ROGERS F.T., HORTON C.W.

Convection currents in porous media II. Observation of conditions at onset of convection.
Journal of Applied Physics, (1949), 20, n° 11, p. 1027-1029.

PELLEW A., SOUTHWELL R.V.

On maintained convective motion in a fluid heated from below.
Proc. Royal Soc., 176 A, 1940.

ROGERS F.T.

Convection currents in porous media V. Variational form of the theory.
Journal of Applied Physics, (1953), 24, n° 7, p. 877-880.

ROGERS F.T., MORRISON H.L.

Convection currents in porous media III. Extended theory of the critical gradient.
Journal of Applied Physics, (1950), 21, n° 11, p. 1177-1180.

ROGERS F.T., SCHILBERG L.E., MORRISON H.L.

Convection currents in porous media IV. Remarks on the theory.
Journal of Applied Physics, (1951), 22, n° 12, p. 1476-1479.

SCHNEIDER K.J.

Investigation of influence of free convection on heat transfer through granular material.
Progrès dans la science et la technique du froid. Comptes rendus du XIème Congrès International du Froid, vol I, Munich, août-septembre 1963 - Pergamon Press, (1965), p 247-254.

SURGET J.

Strioscopie quantitative à grille colorée et fente d'entrée multiple.

La Recherche Aérospatiale. Office National d'Etudes et de Recherches Aérospatiales. Novembre-Décembre 1963, n° 97, p. 37-42.

WHITAKER S.

The equations of motion in porous media.

Chemical Engineering Science, (1966), vol 21, p. 291-300.

WOODING R.A.

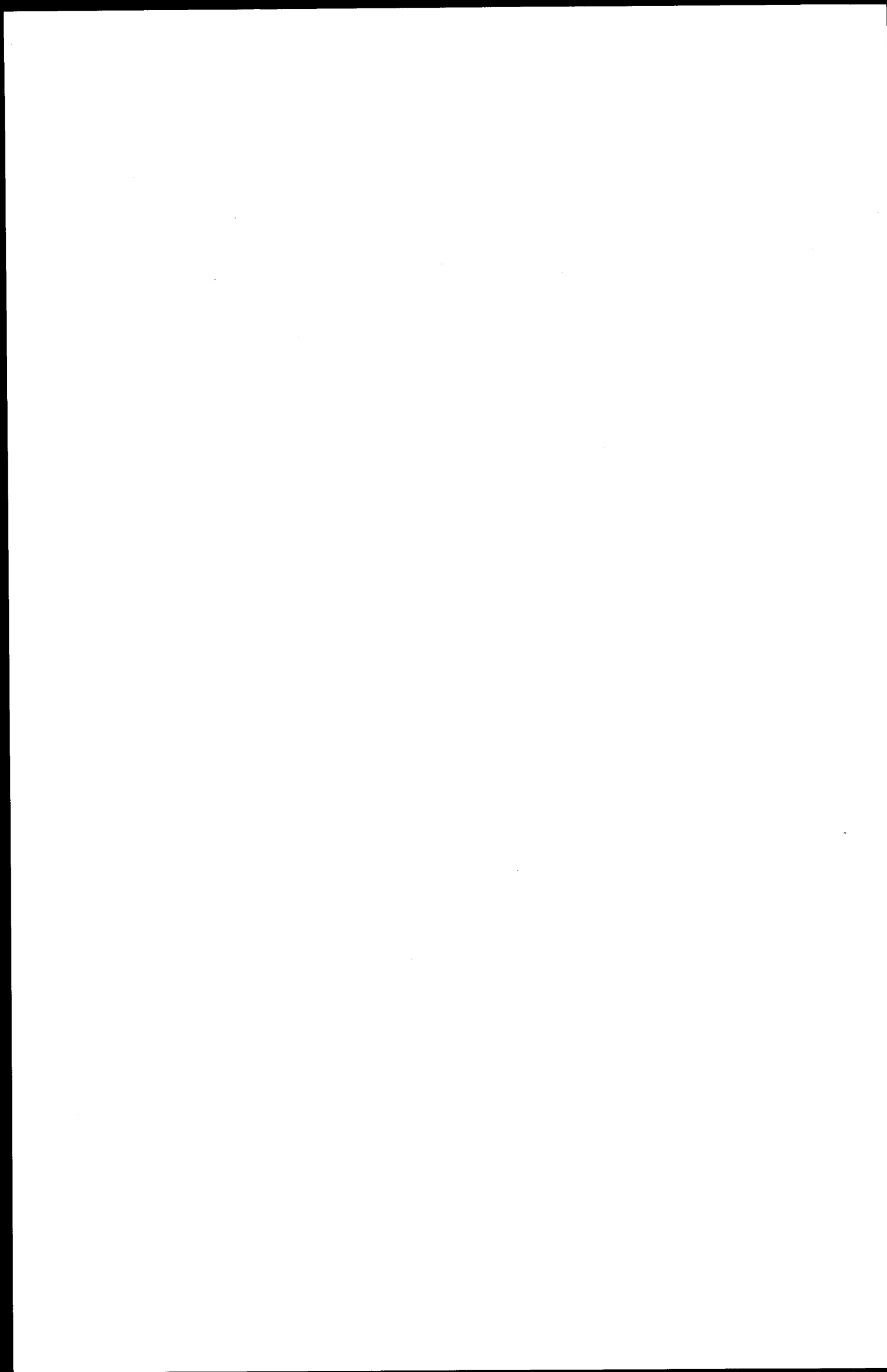
Steady state free thermal convection of liquid in a saturated permeable medium

Journal of Fluid Mechanics, (1957), 2, p. 273-285.

ZEHENDER H.

Einfluss der freien Konvektion auf die Wärmeleitfähigkeit einer leichten mineralfasermatte.

Kältetechnik, (1964), n° 10, p. 308-311.



Diskussion - Discussion - No 5

Hampe (Euratom) : Wenn ich Herrn Klarsfeld recht verstanden habe, konzentriert sich seine Untersuchung auf Faserstoffe. Ich möchte fragen, welches besondere technische Interesse an diesen Faserstoffen besteht. Ich verstehe sehr wohl, dass diese Stoffe ein ökonomisches Interesse haben, weil man sie relativ billig bekommen kann. Andererseits sind Fasern in gewissem Sinne „lebende“ Stoffe und ich frage mich, wenn man grosse Isolationsflächen herstellen will, in wie weit man da mit Setzungserscheinungen zu rechnen hat, d.h. wie im Laufe der Zeit die Wärmeleitungseigenschaften oder die Wärmeisolierungseigenschaften sich ändern können. Ich frage auch deswegen, weil im Manuskript „porige Substanzen“ erwähnt sind, also halbwegs geschlossene Zellen, wie man sie etwa von Kunststoffschäumen her kennt. Aber darüber haben wir in diesem Vortrag nichts gehört. Ich hätte gerne gewusst, welche Beurteilung man den Faserstoffen im Vergleich zu solchen porigen Materialien zukommen lassen muss.

M. Klarsfeld : Les fibres minérales sont un isolant courant, par exemple dans le domaine du bâtiment ou de la réfrigération et nos études sont destinées à rechercher la possibilité d'étendre leur utilisation au domaine nucléaire. Pour savoir si cette extension est valable, il faut étudier de manière approfondie les phénomènes de transfert thermique à l'intérieur de ces milieux. En ce qui concerne la variation de leurs propriétés en fonction du temps, c'est une question qui se pose également pour n'importe quel autre isolant. Je ne suis pas particulièrement qualifié pour parler de ce problème, mais je crois que la possibilité d'utiliser des fibres dans les réacteurs nucléaires est très intéressante.

M. Terpstra : Je peux ajouter à la réponse de M. Klarsfeld que la Compagnie de Saint-Gobain nous présentera cet après-midi un système d'isolation basé sur la laine de verre et M. Jumentier nous parlera entre autres d'essais de tenue sous irradiation et en température.

./.

M. MORDCHELLES : Je vais essayer de répondre à la dernière partie de la question de M. HAMPE. Si j'ai bien compris cette question, M. HAMPE demande des précisions sur la différence entre les calorifuges fibreux et poreux. Je vais en profiter pour éclairer le classement des isolants en différentes catégories, qui ont été esquissées dans mon introduction.

Les isolants cellulaires sont des lames de gaz divisées en éléments de faible dimension géométriquement bien définis dits "cellules élémentaires", dans lesquels les mouvements convectifs sont limités. Pour maintenir l'équilibre de pression entre l'intérieur et l'extérieur du calorifuge au cours des cycles de pression, les cellules individuelles ne sont pas étanches entre elles. Il en résulte la possibilité d'une circulation naturelle dans l'ensemble du calorifuge dite "macroconvection" qui se superpose aux mouvements à l'échelle de chaque cellule.

Les isolants poreux sont des corps solides comportant une multitude de très petites cavités de forme et de distribution aléatoires dans lesquels la convection naturelle à l'échelle du pore est très limitée. Si les cavités ne communiquent pas entre elles, nous sommes en présence d'un calorifuge à porosité fermée, dont la conductivité thermique équivalente est pratiquement insensible aux variations de pression du fluide ambiant.

En général, les structures isolantes poreuses sont du type à "porosité ouverte", les pores communiquant entre eux par des canaux capillaires. Des mouvements de convection intéressant plusieurs porosités à la fois, peuvent prendre naissance à l'intérieur d'un élément isolant, et, dans certains cas, des phénomènes de " macroconvection" intéressant l'ensemble de l'isolation peuvent apparaître.

Les isolants fibreux sont des lames de gaz, dans lesquelles la convection naturelle est freinée par l'insertion d'un grand nombre d'obstacles de forme cylindrique s'opposant à l'écoulement. La porosité d'un tel milieu est en général très grande (de l'ordre de 95 % pour les laines minérales) et la distance entre deux obstacles

successifs très importante par rapport à leur diamètre. L'écoulement du fluide dans ces structures est donc du type "externe", alors que l'écoulement dans les calorifuges poreux est du type "interne".

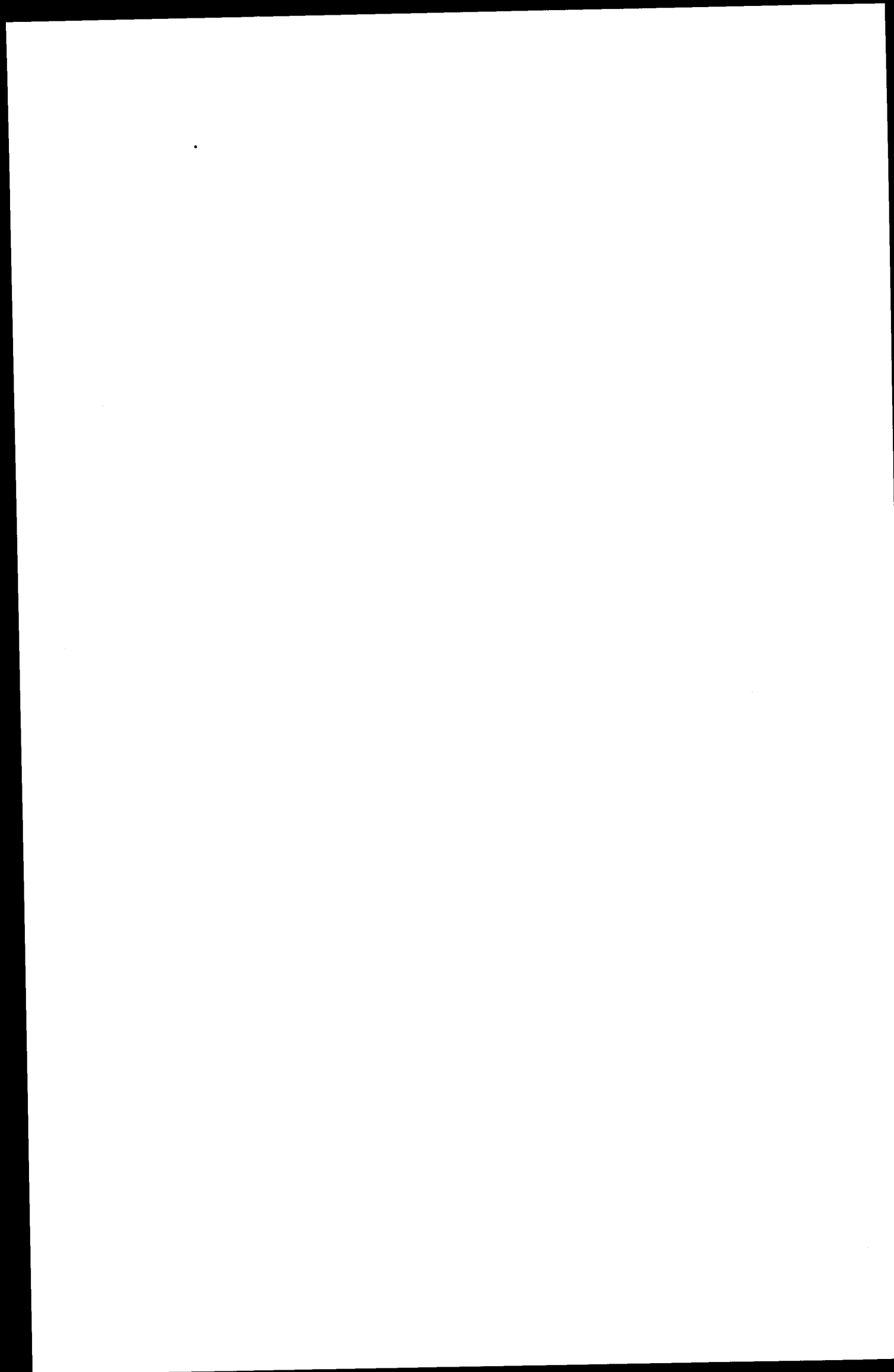
Dans une lame remplie d'isolant fibreux, l'écoulement peut s'effectuer suivant des régimes à couches limites jointives ou séparées, semblables à ceux que M. JANNOT a décrit dans sa conférence sur des lames remplies de fluide en absence de milieu fibreux. La recherche d'un bon système d'isolation consiste alors à déterminer les dimensions de cellules telles que les couches limites soient jointives, ce qui les rapproche du régime de la conduction pure. Cette considération conduit, dans l'utilisation des matériaux fibreux, à subdiviser l'épaisseur du calorifuge en des lames d'une épaisseur bien déterminée pour obtenir cette condition de jonction entre les couches limites.

Ce genre de considérations s'applique plus difficilement aux milieux poreux qui, en général, sont constitués par des blocs rigides se prêtant mal à une subdivision.

M. MARECHAL : Est-ce qu'on doit considérer le milieu fibreux comme un milieu isotrope comme par exemple les matériaux poreux à petite cellule ?

M. KLARSFELD : Le milieu fibreux n'est pas un milieu isotrope, comme par exemple une poudre. Il y a un "plan de fibrage" qui introduit une anisotropie. On peut considérer les milieux fibreux comme isotropes si on se situe dans des sections parallèles au plan de fibrage, dans des situations telles que celles réalisées dans nos cellules de visualisation. Dans ces cellules, les échantillons des fibres sont découpés parallèlement et perpendiculairement au plan de fibrage et l'image bi-dimensionnelle de la convection, qu'on obtient par la visualisation est, en principe, identique à celle dans un milieu isotrope.

* *
*



Vierter Teil : Isolierungs- und Wärmeschutz-Systeme

Quatrième Section : Systèmes d'isolation et de protection
thermique

Quarta Sezione : Sistemi d'isolamento e di protezione termica

Vierde deel : Systemen voor isolatie en bescherming tegen
hitte



Introduction à la deuxième partie des exposés relatifs à la
protection thermique des caisses en béton précontraint

M. Terpstra : Nous allons procéder maintenant à la deuxième partie des communications de ce matin, c'est-à-dire la partie qui est consacrée à deux systèmes de protection thermique, développés sous contrat Euratom.

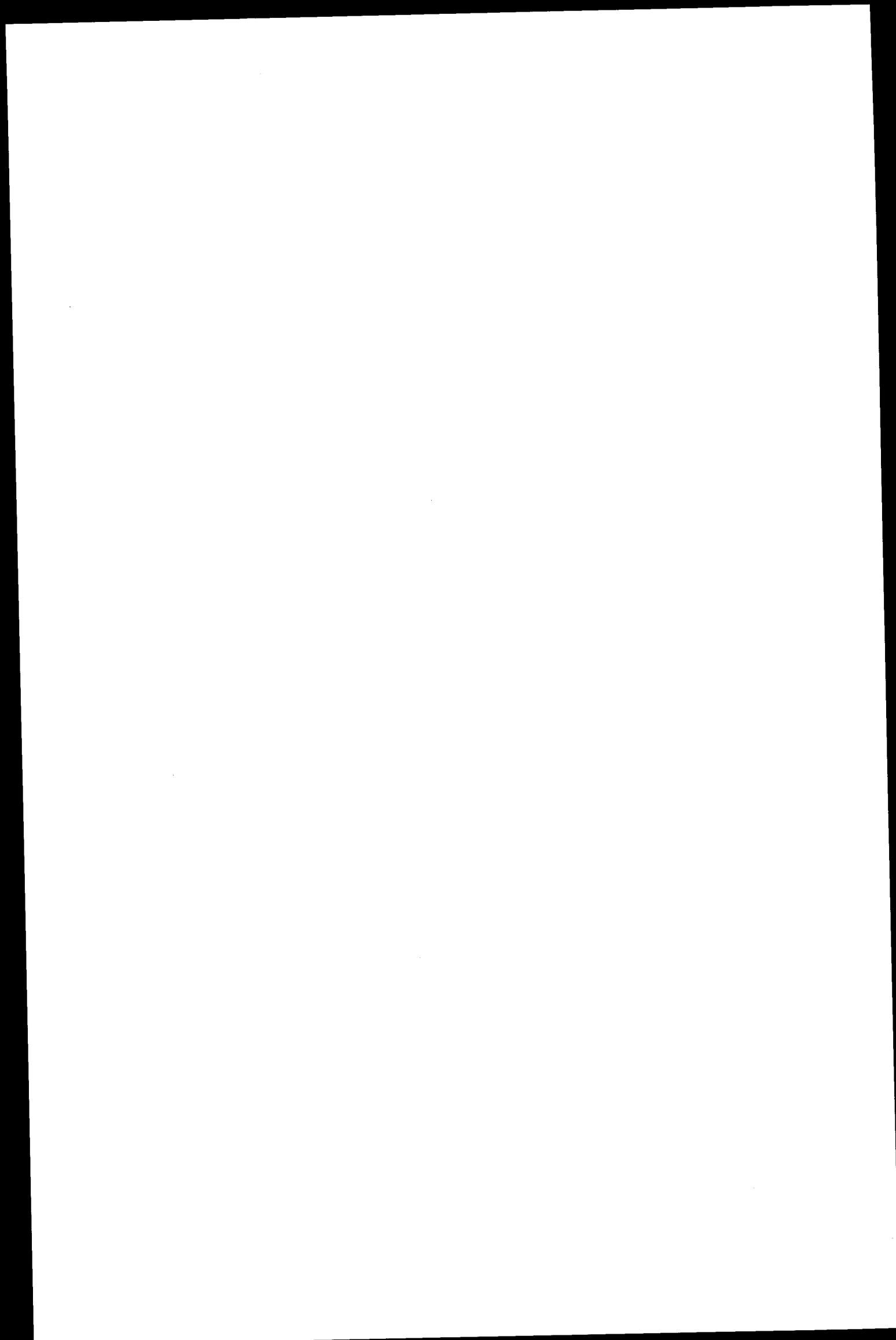
Le principe du premier de ces systèmes, celui des écrans, est dérivé d'une technique classique, utilisée couramment dans la construction des parois des foyers de combustion des chaudières. En effet, les conditions de fonctionnement dans un réacteur nucléaire sont tellement différentes de celles dans une chaudière, que seulement le principe a pu être conservé. La caractéristique certainement la plus particulière de ce système est le fait que le circuit destiné à l'évacuation des calories transmises à travers la barrière thermique se trouve intégrée dans le calorifuge. C'est-à-dire que ce circuit est placé à l'intérieur du caisson et non pas, comme d'habitude, à l'extérieur de la peau d'étanchéité et noyé dans le béton. Ce système d'évacuation peut être parcouru, soit par un liquide, par exemple, l'eau et nous parlons alors d'"écrans d'eau", soit par un gaz de même nature que, et en équilibre de pression avec le gaz réfrigérant le coeur du réacteur. Nous parlons alors d'"écrans gaz" et nous pensons que cette dernière variante est extrêmement prometteuse. Les études en cours depuis fin 1963 portent sur l'ensemble des aspects thermiques, technologiques et économiques du système et nous espérons arriver aux conclusions finales au cours de l'année prochaine. Ces conclusions seront fondées sur des essais de démonstration à grande échelle et dans des conditions de fonctionnement réalistes, ainsi que sur une offre ferme pour la protection thermique d'un caisson de réacteur de référence. Ce contrat est exécuté conjointement par les sociétés SOCIA et DEUTSCHE BABCOCK UND WILCOX.

Un deuxième contrat Euratom, en cours depuis 1965, porte sur l'étude des possibilités d'utilisation d'un nid d'abeille métallique comme matériau de structure dans un système d'isolation thermique.

Cette étude, limitée jusqu'à présent aux expériences thermiques à petite échelle, a donné satisfaction. Le contrat est exécuté par la société SUD-AVIATION.

• •

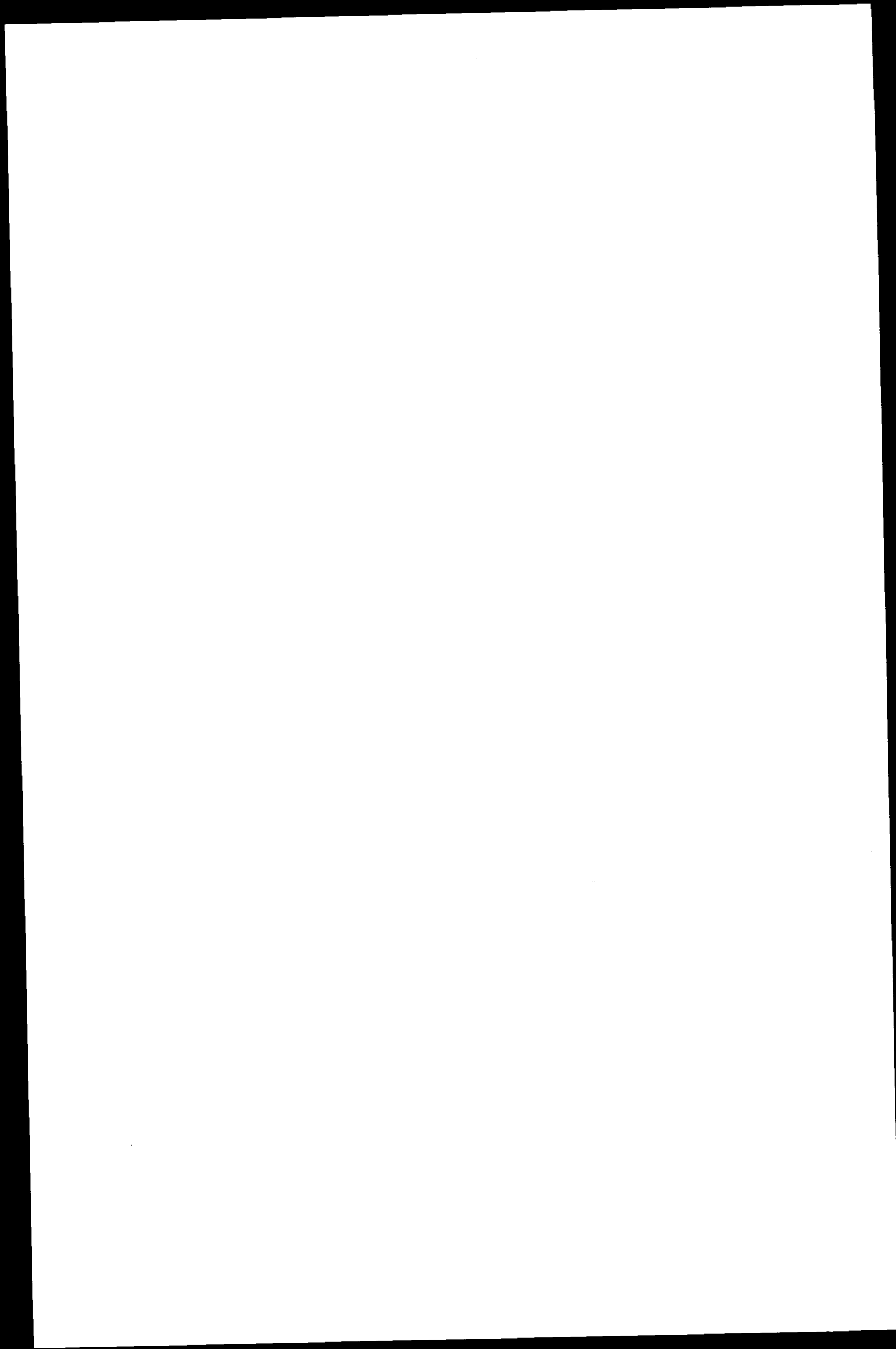
•



RESULTATS OBTENUS AVEC ECRANS D'EAU-PRESENTATION
DES ECRANS-GAZ

M. FREOUR

Société pour l'Industrie Atomique - SOCIA, Paris



ECRANS D'EAU

1 - INTRODUCTION

Dans un réacteur nucléaire de la filière graphite-gaz, il est nécessaire de protéger la paroi interne du caisson en béton précontraint contre le fluide caloporteur porté à une température de 250 °C environ. Il faut donc prévoir à la fois une structure isolante et un système d'évacuation des calories traversant cette structure.

La configuration de ce dispositif dépend des options économiques et techniques que l'on prend. On peut rechercher un calorifuge à hautes performances et donc cher mais qui ne laisse passer qu'un faible flux thermique ou, au contraire, un calorifuge de qualité moyenne et peu coûteux mais pour lequel le taux de fuites est important. Par ailleurs le circuit de refroidissement doit être capable d'évacuer les calories perdues à travers le calorifuge, ce qui limite le flux thermique admissible.

Les écrans d'eau représentent une recherche dans la voie d'un système d'isolation thermique robuste, de montage facile, de performances aussi constantes que possible dans le temps et qui soit bon marché. C'est ainsi que l'on a été amené à rechercher une structure isolante simple qui ne s'attache pas à maintenir les déperditions calorifiques à un niveau bas, tout en les gardant dans des limites raisonnables. Le système de refroidissement doit donc évacuer un flux thermique important ce qui nécessite des tubes très rapprochés. Par conséquent si les tubes sont soudés directement sur la peau d'étanchéité, celle-ci va être soumise à des contraintes importantes, tant mécaniques au moment de la soudure des tubes que thermiques pendant le fonctionnement du réacteur. On a donc cherché à rendre le système de refroidissement indépendant de la peau.

L'écran d'eau représente ainsi un dispositif d'isolation thermique comprenant à la fois la structure calorifuge et le système d'évacuation des calories ; cet ensemble est accroché de façon simple sur la peau d'étanchéité du côté opposé au béton, et peut être monté et démonté facilement.

Les conditions d'essais sont celles correspondant aux conditions de fonctionnement du réacteur EDF 4 et les essais ont été menés de façon à être aussi représentatifs que possible de ce qui passerait dans le réacteur lui-même.

L'ensemble des études doit aboutir à l'établissement du dossier complet d'un système d'isolation thermique avec quotation commerciale et démonstration des performances.

2 - CONFIGURATIONS POSSIBLES DE L'ECRAN D'EAU

L'idée directrice de l'étude étant ainsi définie , plusieurs possibilités se sont présentées tant dans le choix de la structure isolante et du système d'évacuation des fuites thermiques que pour leur arrangement à l'intérieur de l'écran. Résumons brièvement celles qui ont été envisagées.

2.1 - STRUCTURE ISOLANTE

La structure isolante se trouve évidemment placée au contact direct de la source chaude. Elle peut être envisagée de deux façons différentes suivant que les transferts thermiques s'y font par convection ou par conduction.

2.1.1 - Espaces convectifs

Il s'agit essentiellement d'un isolant du type "lame de gaz" c'est-à-dire dans le cas présent, constitué de gaz carbonique au repos ou en état de convection naturelle.

2.1.2 - Espaces conductifs

Si l'on exclut les isolants solides qui sont en général fragiles et susceptibles de faire de la poussière, et les isolants pulvérulents qui présentent le défaut d'une grande mobilité et d'une faible compressibilité, il reste à considérer les isolants fibreux constitués de laine de verre ou de laine de roche, dont les propriétés technologiques sont bien connues et le prix peu élevé.

Une structure mixte, dérivée des deux précédentes consiste à envisager un isolant composé de "lames de laine" séparées par des tôles métalliques, la laine assurant des transferts thermiques par conduction et la structure lamellaire réduisant les mouvements de convection toujours nuisibles.

2.2 - EVACUATION DES FUTES

La structure du système d'évacuation des fuites peut s'envisager de trois façons différentes suivant le mode de transfert thermique considéré entre l'isolant et les tubes de refroidissement.

2.2.1 - Par conduction pure

Les fuites sont recueillies sur une tôle drain épaisse située contre la face froide du calorifuge et liée par ponts de soudure aux tubes d'eau, ces derniers étant placés du côté du calorifuge. Dans ce cas la tôle drain double la peau d'étanchéité sur laquelle elle est appliquée et offre une barrière thermique continue contre l'écoulement de la chaleur vers la peau.

2.2.2 - Par convection pure

Les fuites sont recueillies sur une nappe de tubes non liés entre eux et placés entre la face froide du calorifuge et la peau d'étanchéité. Dans ce cas la peau peut constituer l'une des parois du compartiment des tubes.

2.2.3 - Par convection/conduction

Les fuites sont recueillies sur une nappe de tubes soudés sur une tôle drain et situés du côté opposé au calorifuge. Les échanges se font en partie par conduction pure à travers la soudure et par convection pure entre la tôle drain et le tube de refroidissement dans le compartiment des tubes.

Les différents types de panneaux qui ont été testés dans la boucle d'essais ont eu pour but de mettre en lumière les avantages et les inconvénients de chacune des configurations ci-dessus tant pour la structure isolante que pour le système de refroidissement.

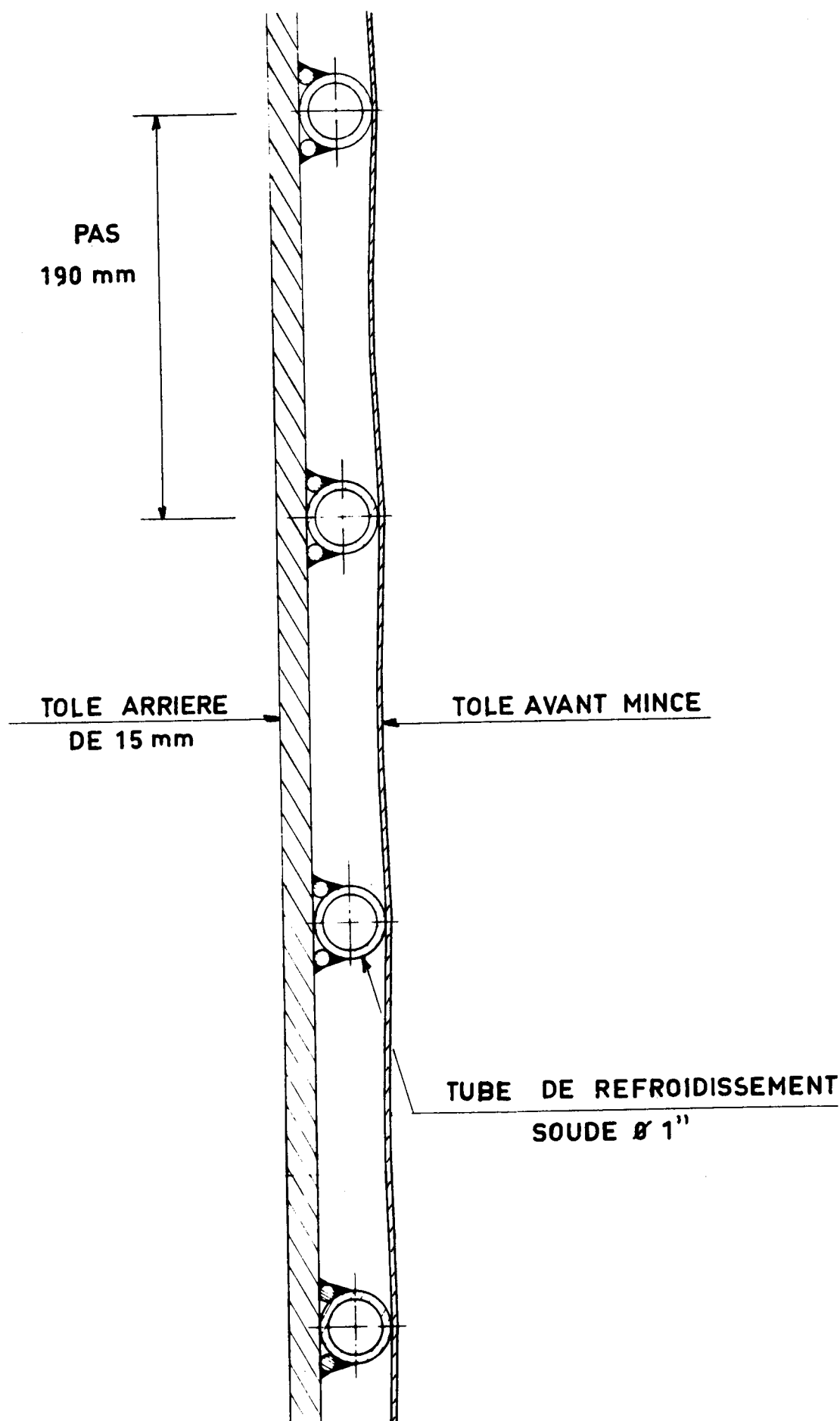
3 - CONFIGURATION DES PANNEAUX

Les essais ont porté d'abord sur des panneaux destinés à protéger les parties du caisson ne comportant pas de singularités et ensuite sur des panneaux singuliers destinés soit à protéger les pénétrations du caisson, soit à assurer les fonctions de liaison entre les différents panneaux normaux.

3.1 - PANNEAUX NORMAUX

3.1.1 - Panneau I (voir Figure n° 1)

Le panneau I est constitué par un calorifuge du type convectif associé à un système de refroidissement fonctionnant par conduction. Le dispositif est basé sur



ECRAN D'EAU - PANNEAU N°1
COUPE HORIZONTALE

l'utilisation de deux tôles : une tôle avant de faible conductibilité thermique, c'est-à-dire mince, et une tôle arrière épaisse de bonne conductibilité. Ces deux tôles sont séparées par des tubes verticaux soudés sur la tôle arrière. L'écoulement vers les tubes de la chaleur transmise à la tôle mince se trouve ainsi freiné, ce qui a pour effet d'élever sa température et donc de diminuer les transferts de chaleur depuis le gaz chaud ; de plus, la chaleur transmise à la tôle arrière s'écoule librement vers les tubes par l'intermédiaire des soudures et ne présente donc en face du béton qu'une surface isotherme à basse température.

Le panneau doit présenter une bonne étanchéité au moins sur trois côtés afin qu'aucun courant de convection forcée ne puisse prendre naissance entre les deux tôles. Une étude a été faite en vue d'essayer de réduire le flux de chaleur perdu, par interposition dans la lame de gaz d'un dispositif d'obstruction approprié. Elle n'a pas permis d'aboutir à des résultats concluants et le panneau mis en place dans la boucle d'essai correspond à la description donnée ci-dessus et schématisée sur la figure 1.

3.1.2 - Panneau III (voir Figures 2, 3, 4)

Le panneau III est constitué par un calorifuge du type conductif associé à un système de refroidissement fonctionnant par conduction.

Les principes retenus pour la structure isolante sont les suivants :

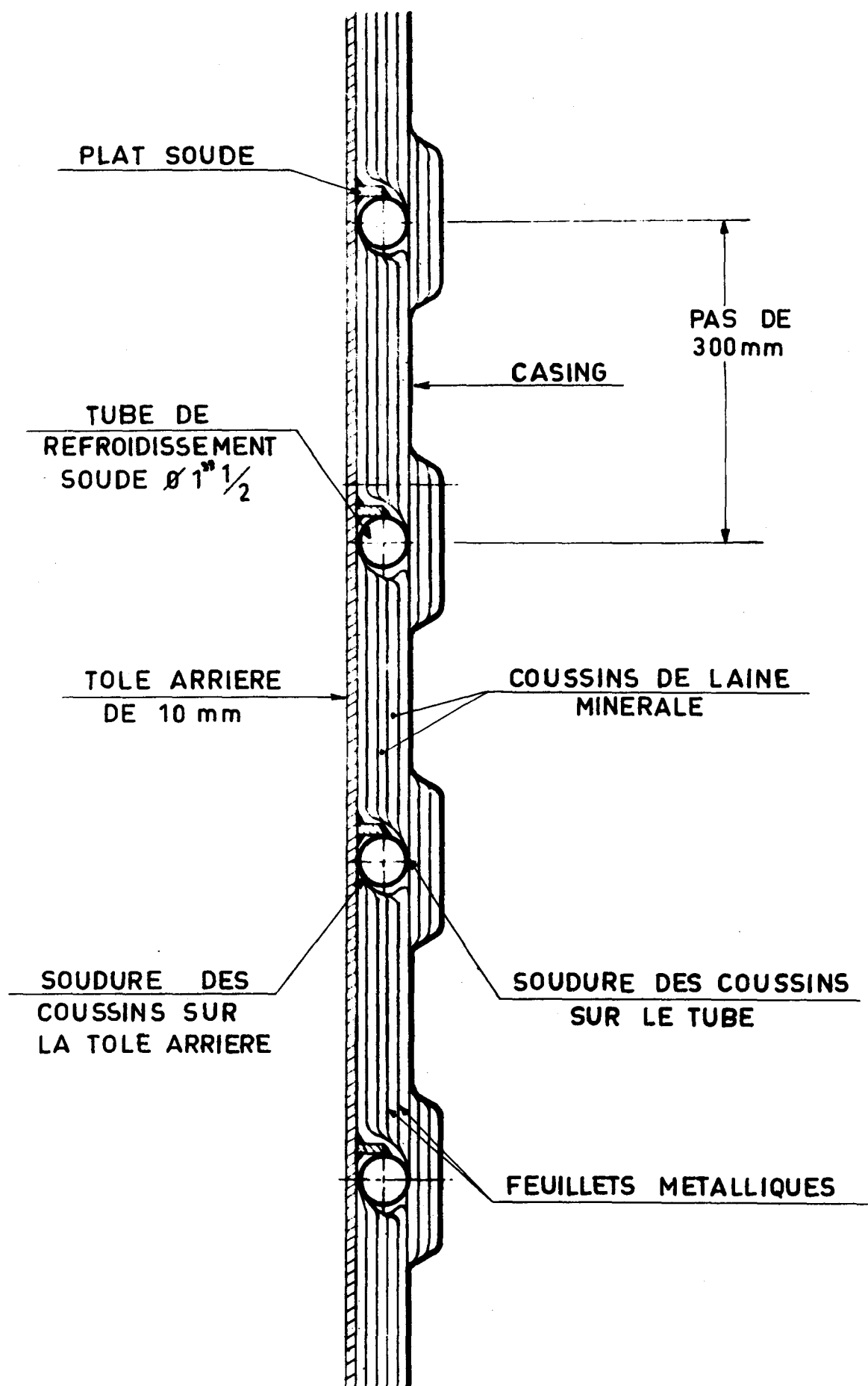
- L'épaisseur du calorifuge est divisée en plusieurs lames afin d'obtenir des transferts de chaleur moins importants et d'interposer des barrières thermiques entre la tôle chaude et la tôle froide.
- L'étanchéité entre lames est réalisée au moins sur trois côtés pour éviter les grands courants de convection naturelle.
- Une obstruction continue aux courants de convection forcée permet de palier à un manque d'étanchéité local.

Les tubes de refroidissement sont reliés thermiquement à la tôle arrière par l'intermédiaire d'une soudure et sont placés du côté du calorifuge.

Les études ont porté sur deux variantes.

3.1.2.1 - Panneau III.1 (voir Figure 2)

Les tubes de refroidissement sont disposés horizontalement et soudés à des plats eux-mêmes soudés sur la tôle arrière de 10 mm. Les lames de calorifuge sont



ECRAN D'EAU - PANNEAU N°III (VARIANTE 1)
COUPE VERTICALE

constituées par des matelas de laine minérale d'une épaisseur de l'ordre de 1 cm. Ils sont soudés alternativement sur la tôle arrière, et sur les tubes, disposition peu favorable à un calorifugeage simple.

3.1.2.2 - Panneau III.2 (voir Figure 3)

Les principes généraux restent ceux du panneau III.1 mais la structure calorifuge est constituée par des lames de gaz délimitées par des tôles minces d'une épaisseur de l'ordre de 1 mm. Les tubes de refroidissement sont disposés verticalement et soudés directement sur la tôle arrière. L'écartement des tôles est maintenue par de légers emboutis au niveau des tubes. Ce panneau s'est avéré trop complexe tant en ce qui concerne le problème des dilatations que pour la réalisation de l'étanchéité entre lames.

Finalement, c'est un compromis entre ces deux variantes qui a été choisi (voir Figure 4). Les tubes sont soudés horizontalement sur la tôle arrière. La structure calorifuge est constituée par des matelas de laine minérale de sorte qu'une étanchéité absolue entre lames ne soit pas nécessaire. Leur épaisseur est de 1 cm et ils sont soudés sur des profilés eux-mêmes soudés sur le sommet des tubes. Cette disposition permet la préfabrication totale des matelas de forme géométrique simple et un montage aisé sur les tubes déjà en place sur la tôle arrière.

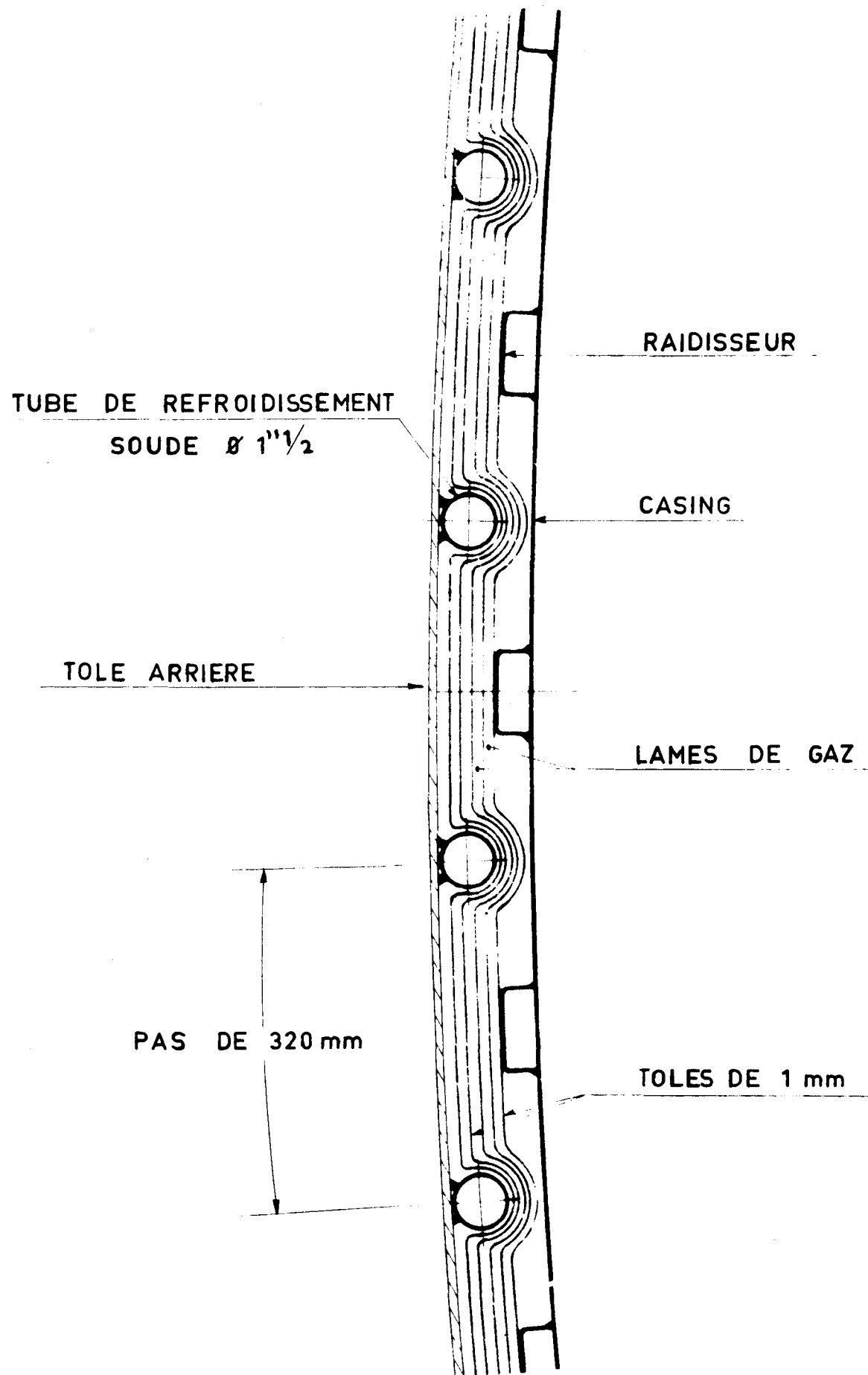
Le but de ce panneau était de juger de l'influence de la position des tubes, noyés dans le calorifuge, sur la température maximale de la tôle arrière et sur l'uniformité de la température de la tôle de boîte froide.

3.1.3 - Panneau IV (voir Figure 5)

Le panneau IV est constitué par une structure isolante du type **conductif associée** à un système de refroidissement fonctionnant à la fois par convection et par conduction.

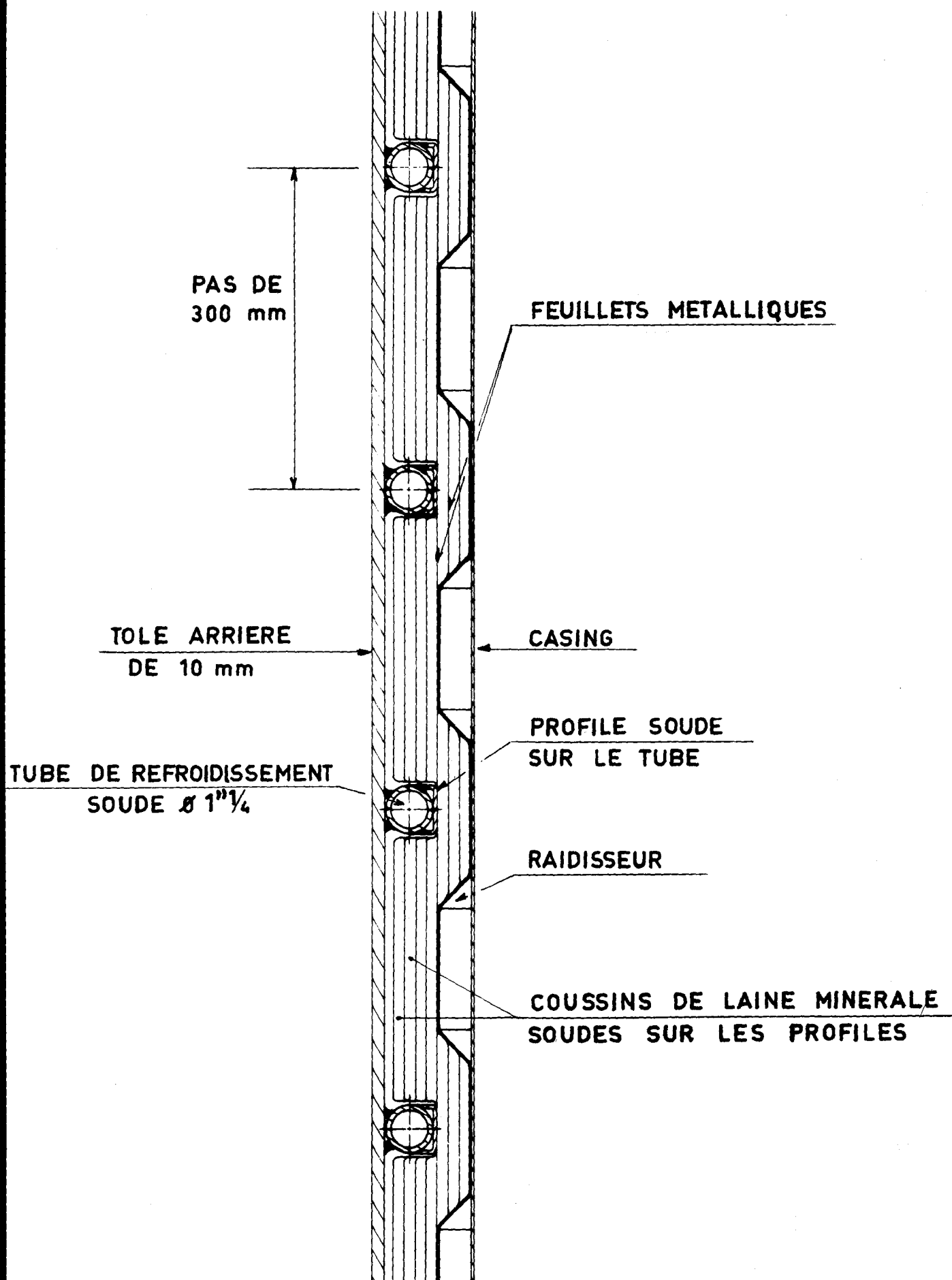
Le calorifuge est constitué par des matelas de laine minérale de 1 cm d'épaisseur non étanches entre eux mais placés dans un compartiment étanche.

Les tubes horizontaux sont soudés sur la tôle arrière du côté opposé au calorifuge. Ils évacuent le flux thermique qui traverse le calorifuge, par conduction à travers la soudure et par convection entre la tôle arrière et le tube placé dans le compartiment arrière.



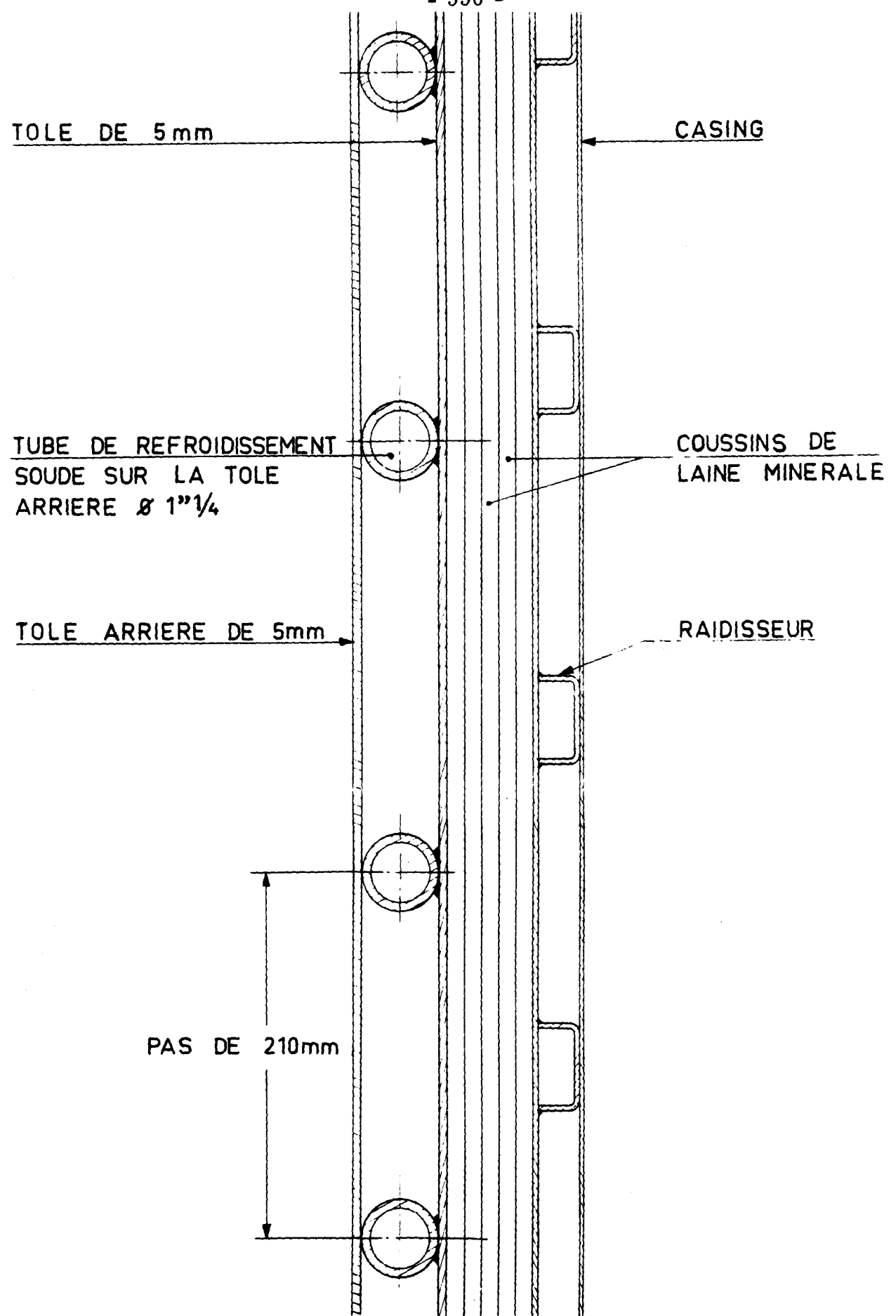
ECRAN D'EAU — PANNEAU N°III (VARIANTE 2)
COUPE HORIZONTALE

FIG:



ECRAN D'EAU — PANNEAU N°III
COUPE VERTICALE

FIG:4



ECRAN D'EAU - PANNEAU N° IV
- COUPE VERTICALE

FIG:5

Le but de ce panneau était de voir comment varie la température de la tôle arrière quand les tubes sont placés, non plus dans la structure calorifuge comme pour le panneau III, mais derrière cette tôle ce qui oblige le flux thermique à la traverser pour atteindre les tubes.

3.1.4 - Panneau V (voir Figure 6)

Le panneau V est constitué par une structure isolante du type conducteur associé à un système de refroidissement fonctionnant par convection pure.

Le calorifuge est constituée par des matelas de laine minérale de 1 cm d'épaisseur parfaitement clos sur leurs bords.

Les tubes de refroidissement sont du côté opposé au calorifuge mais ne sont plus soudés à la tôle arrière comme dans le panneau IV. Ils sont simplement placés dans un compartiment étanche délimité par la tôle arrière et une tôle auxiliaire. Ils sont en outre munis d'ailettes pour augmenter la surface d'échange.

Le but de ce panneau était de voir l'influence sur la température de la tôle arrière des échanges par convection pure au niveau des tubes de refroidissement.

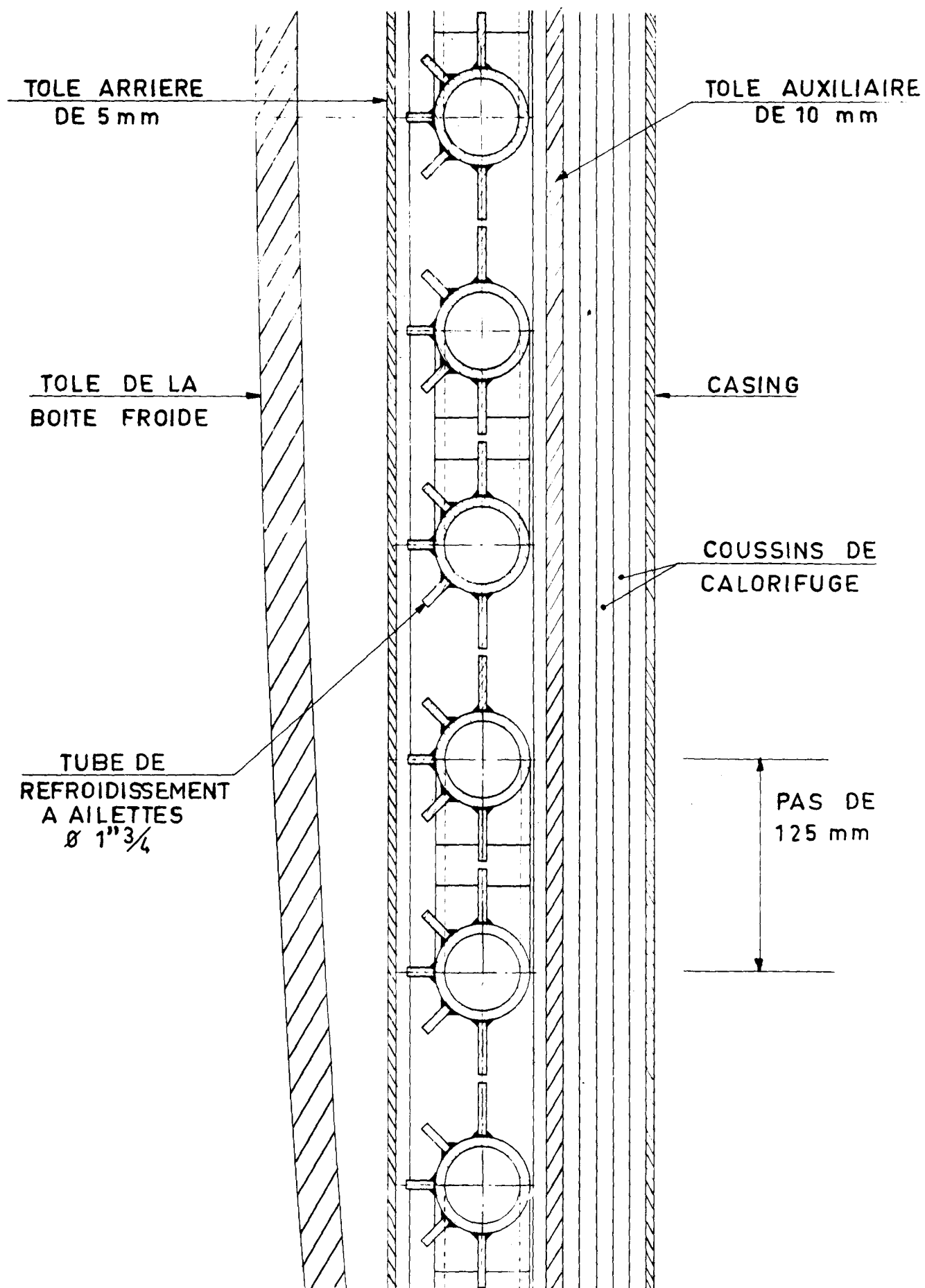
Remarque

Pour les essais, le panneau I a été appliqué sur la structure isolante du panneau V (voir Figure 7). Celle-ci joue ainsi dans une certaine mesure le rôle isolant du béton du caisson vis-à-vis du panneau I. On a essayé chacun des deux panneaux en mettant hors service le circuit de refroidissement de l'autre et on a fait un essai global avec les circuits des deux panneaux en fonctionnement de façon à évaluer l'influence du panneau I sur le comportement du panneau V.

3.1.5 - Panneau VI (voir Figure 8)

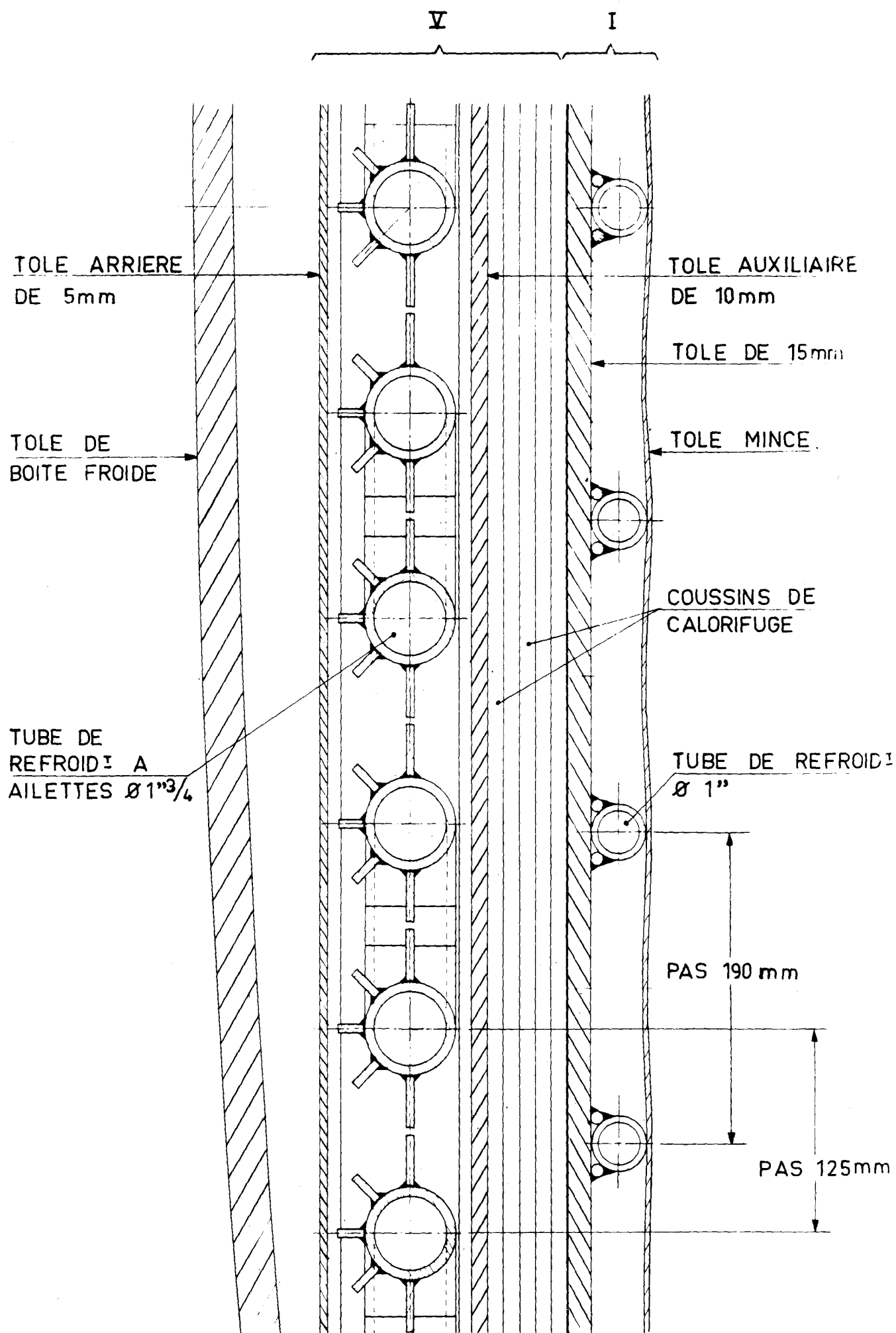
Le panneau VI est constitué par une structure isolante du type conducteur associé à un système de refroidissement fonctionnant par conduction pure.

Ce panneau est conçu comme une persienne de tubes horizontaux noyés dans une masse de calorifuge fibreux. Les tubes ne sont plus soudés sur la tôle arrière mais sur des ailettes qui sont posés sur un matelas de calorifuge. Ce panneau est d'une conception voisine de celles du panneau III, mais l'effet de pont thermique de la soudure entre tube et tôle arrière est remplacé par un effet d'absorption dû aux ailettes.



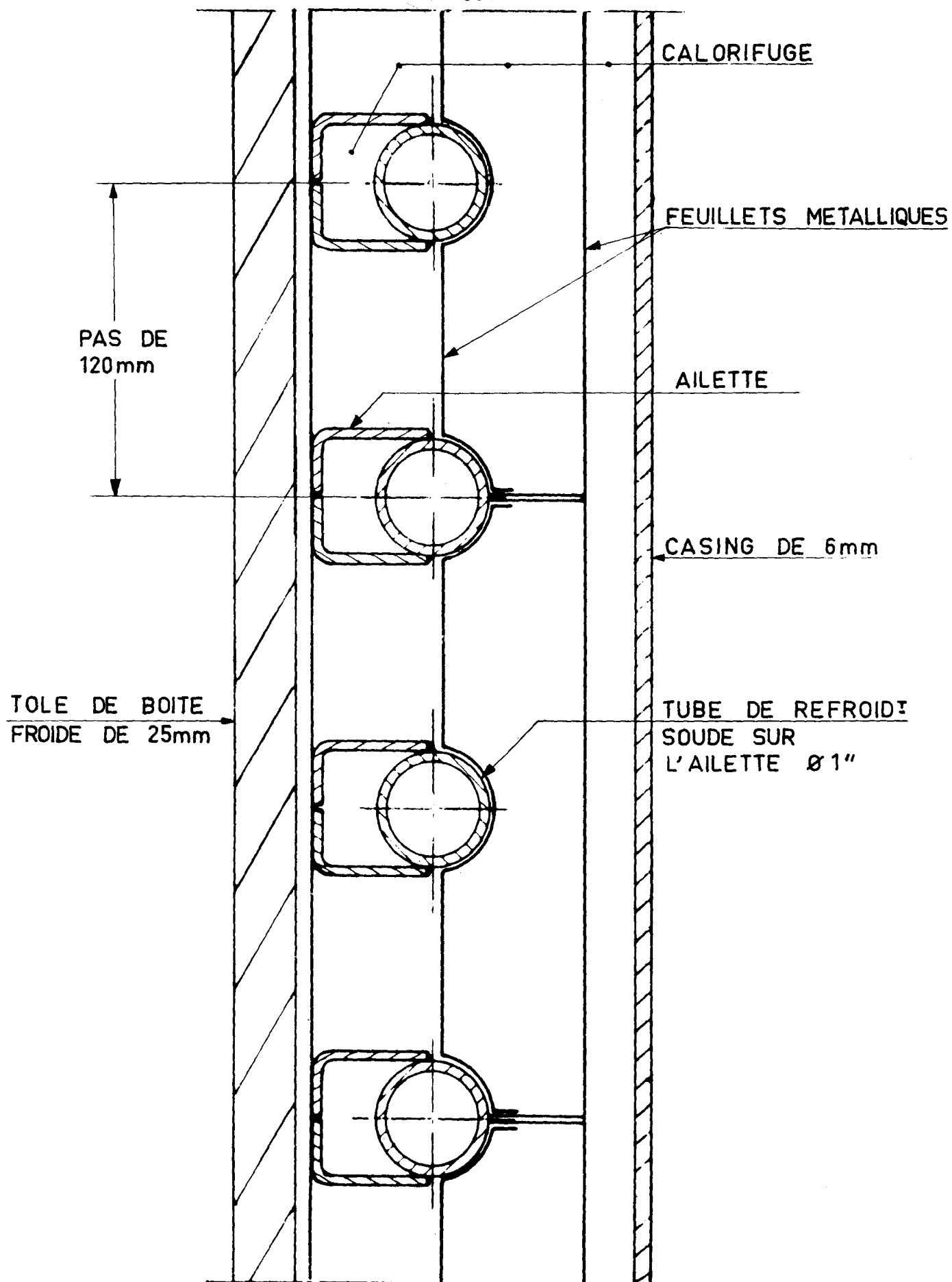
ECRAN D'EAU — PANNEAU N°V
COUPE HORIZONTALE

FIG:6



ECRAN D'EAU - PANNEAUX N° I ET V
- COUPE HORIZONTALE

FIG. 7



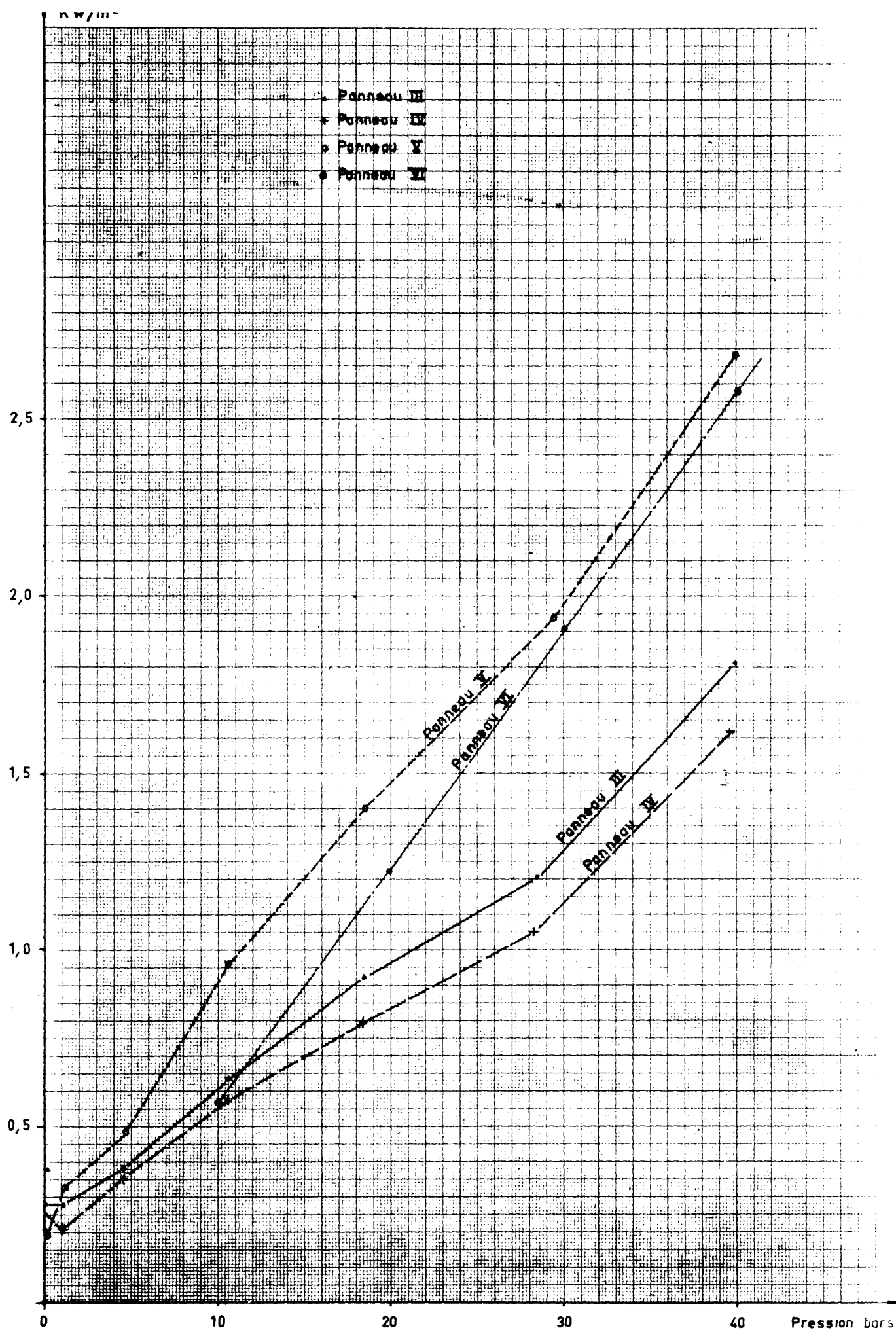
Le but de ce panneau était de voir si dans un panneau de type III, il est indispensable de souder les tubes sur la tôle arrière et quel est l'effet d'un calorifuge à structure non lamellaire. De plus, ce panneau a été équipé de deux circuits de refroidissements indépendants et intercalés, pour étudier comment varie l'efficacité thermique d'un écran d'eau dans le cas où l'un des circuits tombe en panne.

3.1.6 - Résultats des essais

Les panneaux ont été essayés pour les pressions suivantes : vide (55 torrs) 1 bar, 5 bars, 10 bars, 20 bars, 30 bars et 40 bars et pour une température de gaz chaud de 250 °C environ. Des thermocouples placés en différents points de leur structure ont permis d'établir des cartes de température de la tôle arrière et de la tôle de boîte froide et de juger de l'effet d'écran thermique de chaque panneau. Des débitmètres et des thermosondes placés sur chacun des circuits de refroidissement ont permis de faire un bilan des fuites thermiques à travers chaque panneau et d'en déduire leur efficacité. Un circuit de refroidissement a été mis en place sur la boîte froide et ajusté de façon à isoler les panneaux de tous les effets extérieurs.

La comparaison des résultats obtenus pour les différents panneaux (voir Figure 9) a permis d'aboutir aux conclusions suivantes :

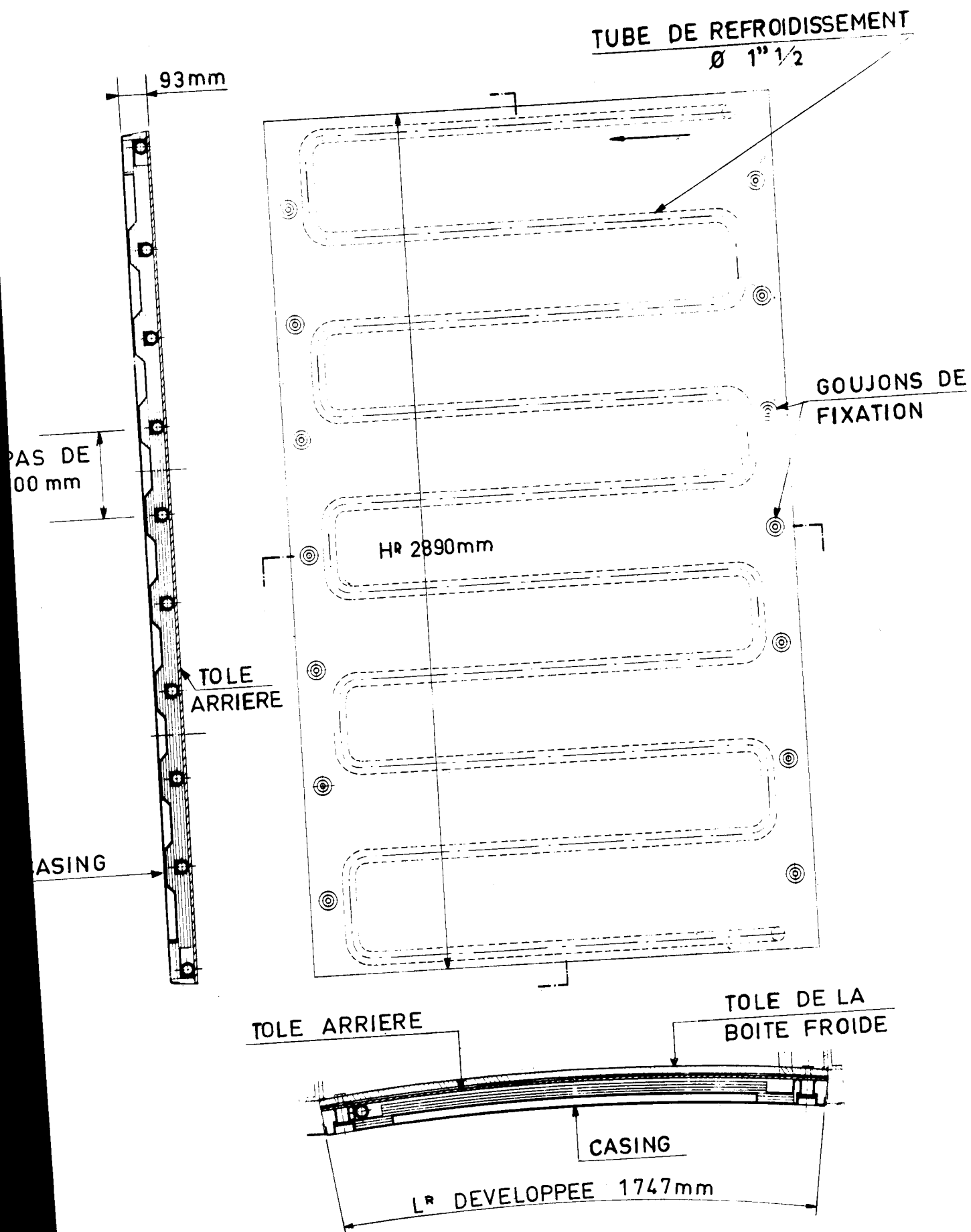
- Les panneaux sont d'autant plus efficaces que les mouvements de convection sont moins importants, aussi bien dans la structure calorifuge que dans la zone des tubes. C'est ainsi que le panneau I dont la structure isolante est constituée par des lames de gaz en convection naturelle, laisse passer un flux moyen de l'ordre de 10 kW/m² à 30 bars et de beaucoup supérieur à celui qui traverse les autres panneaux ; la tôle drain atteint une température moyenne de 80 °C à 30 bars, ce qui est beaucoup trop. De même le panneau V dont le système de refroidissement est basé sur des échanges convectifs présente le défaut d'une grande dissymétrie dans sa distribution de température, la partie supérieure de la tôle arrière étant beaucoup plus chaude que la partie inférieure ; d'autre part le flux qui le traverse est le plus important de tous les panneaux ayant une structure isolante de type conducteur. Le panneau IV dont le système de refroidissement fonctionne par conduction/convection présente un taux de fuite du même ordre de grandeur que celui du panneau III pour lequel les échanges se font par conduction pure ; mais il présente la même dissymétrie de température que le panneau V, du fait des mouvements de convection dans le compartiment des tubes.
- L'efficacité des structures isolantes de type conducteur est meilleure avec un calorifuge constitué de lames indépendantes de grands élancements



ECRANS D'EAU -

FLUX THERMIQUES DANS LES PANNEAUX III. IV. V. ET VI

FIG. 9



ECRAN D'EAU — PANNEAU N°III
ELEVATION ET COUPES

FIG: 10

et sans connexions entre elles comme c'est le cas pour le panneau III, qu'avec un calorifuge à structure non lamellaire comme dans le panneau VI. D'autre part, la comparaison de ces deux panneaux démontre la grande efficacité des tubes soudés sur une tôle drain par rapport aux tubes simplement noyés dans le calorifuge.

- Les essais ont permis de conclure sans ambiguïté à la supériorité du panneau III constitué d'un calorifuge de type conducteur et à structure lamellaire, et possédant un système de refroidissement fonctionnant par conduction pure et soudé à la tôle arrière du côté du calorifuge. Il possède une très bonne efficacité thermique jusqu'à 40 bars puisque pour cette pression et dans la partie centrale du panneau où les effets de bord ne se font pas sentir, le flux qui traverse le panneau est de 1 kW/m^2 environ pour une température de la tôle arrière ne dépassant pas 50°C . D'autre part, et c'est essentiel, la température de la tôle arrière reste très peu différente de la température de l'eau de refroidissement malgré une faible vitesse de l'ordre de $0,50 \text{ m/s}$. Une vue d'ensemble de ce panneau est représentée sur la Figure 10.

3.2 - PANNEAUX SINGULIERS

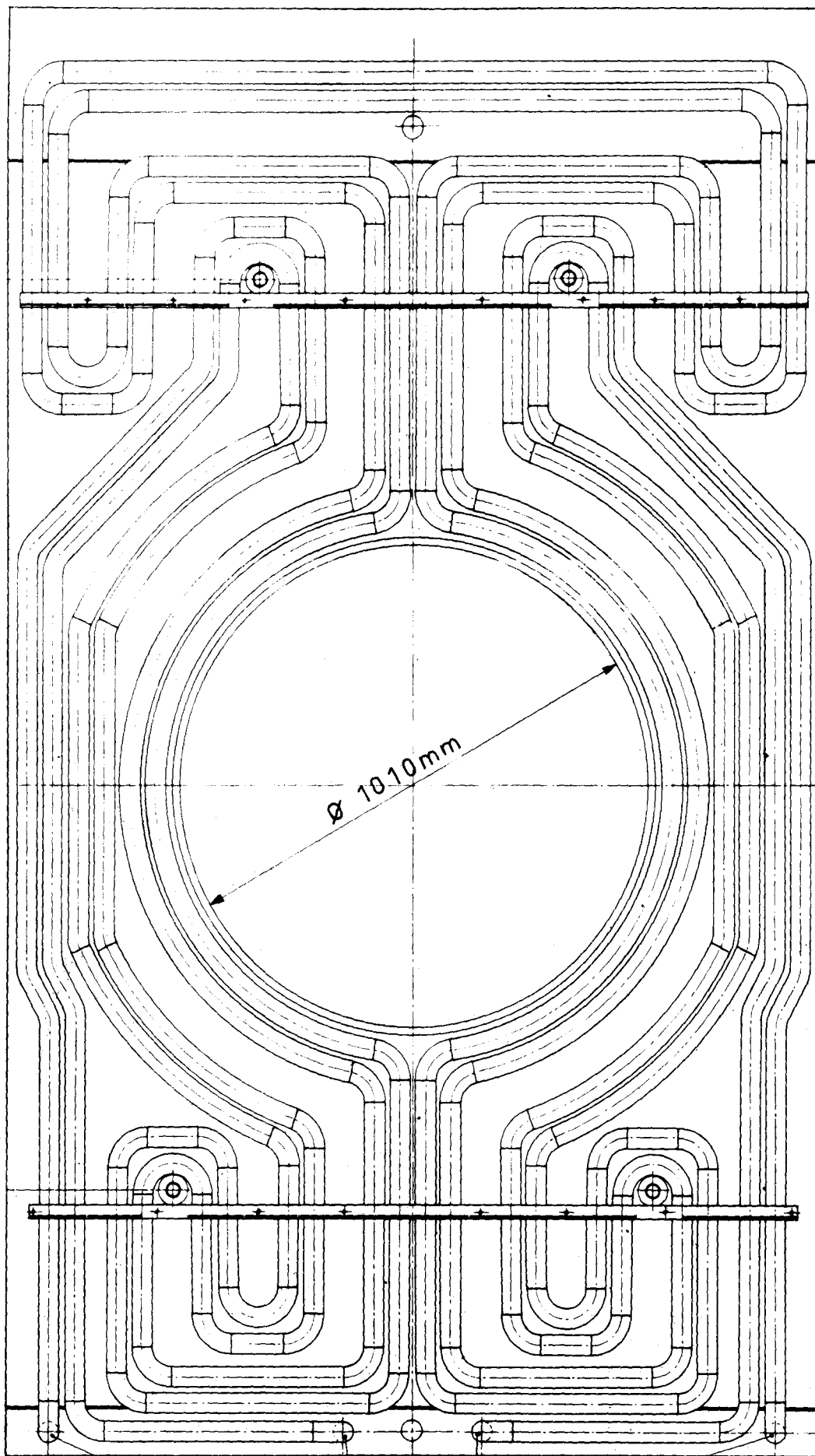
Les études ont porté d'une part sur l'adaptation du principe des écrans d'eau à l'isolation des pénétrations existant dans un caisson type EDF 4, et d'autre part sur les problèmes du raccordement des panneaux entre eux et de l'alimentation en eau de leurs systèmes de refroidissement. C'est ainsi que l'on a étudié un panneau "soufflante", un panneau de ciel comportant un puits de chargement et un puits de barre de contrôle, un panneau "collecteur" simulant les colonnes de distribution nécessaires à l'alimentation des panneaux et un panneau "joint" représentant la liaison entre deux panneaux.

3.2.1 - Panneau soufflante

L'idée générale était d'adapter aux pénétrations de soufflantes une structure analogue à celle du panneau VI d'une grande simplicité constructive.

Pour des raisons propres à la boucle d'essai, la pénétration a été placée au centre du panneau (voir Figure 11) alors que dans un réacteur on pourrait également envisager de cerner la pénétration par quatre panneaux, chacun d'eux possédant un coin coupé en arc de cercle.

D'autre part les dimensions relatives du trou et du panneau n'ont pas permis une orientation horizontale des tubes comme c'est le cas pour le panneau VI, les isthmes au niveau de l'axe horizontal étant trop étroits.



SORTIE DU CIRCUIT 2

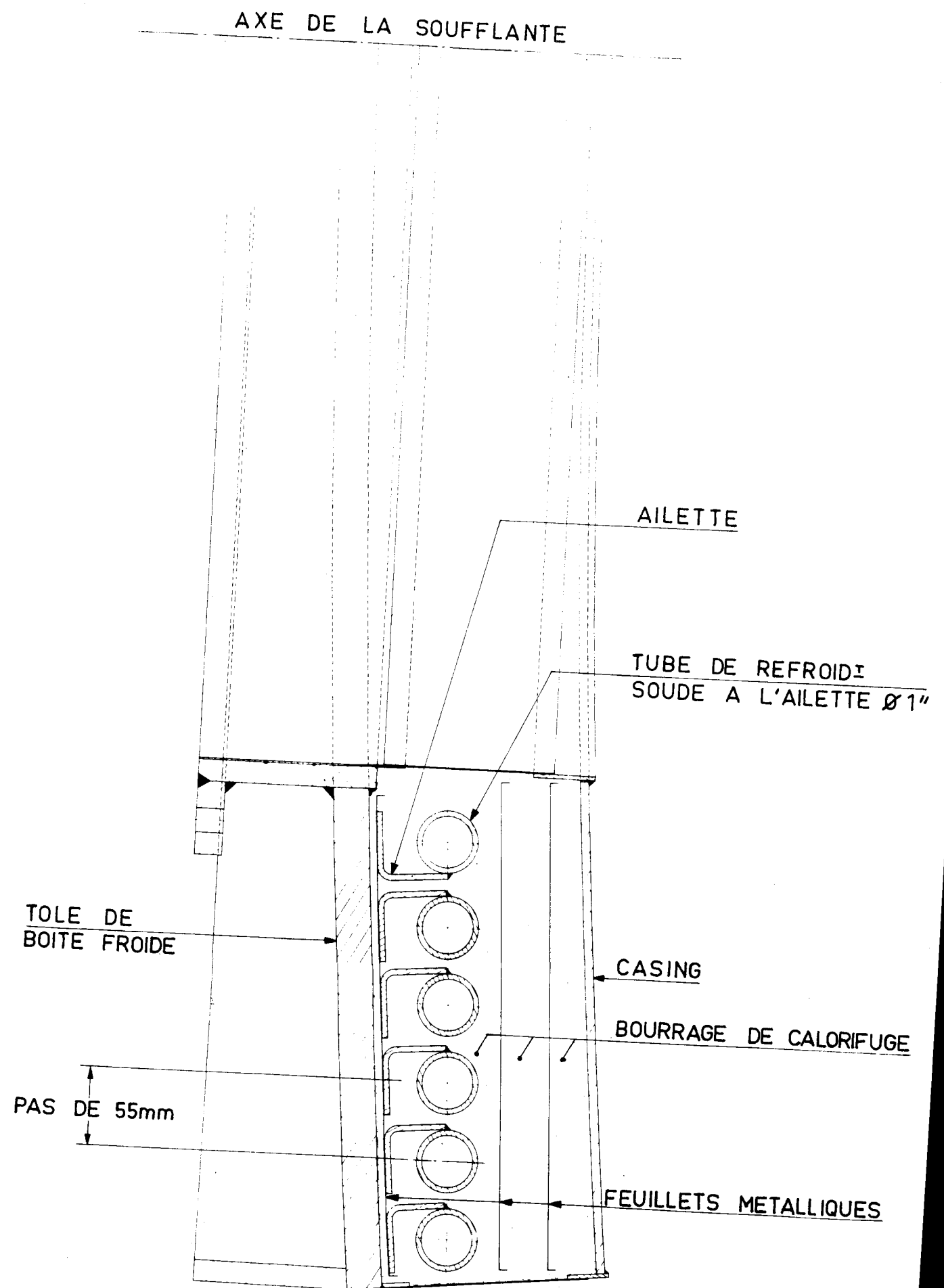
SORTIE DU CIRCUIT 1

ENTREE DU CIRCUIT 2

ENTREE DU CIRCUIT 1

ECRAN D'EAU - PANNEAU SOUFFLANTE
- VUE EN PLAN

FIG.11



ECRAN D'EAU - PANNEAU SOUFFLANTE
- COUPE HORIZONTALE

Le calorifuge est constitué par un bourrage de laine minérale comme dans le panneau VI et les tubes de refroidissement sont noyés à l'intérieur, soudés sur des ailettes (voir Figure 12).

Deux circuits de refroidissement ont été mis en parallèle pour pouvoir tester le panneau dans le cas où l'un des circuits est arrêté.

3.2.2 - Panneau de ciel

Compte tenu du nombre et du diamètre des pénétrations situées dans la dalle supérieure du réacteur EDF 4, il s'est avéré peu réaliste de chercher une solution d'isolation utilisant le principe du panneau III. Les études ont abouti à un écran où les fonctions d'isolation et d'évacuation des calories sont séparées comme dans le panneau V.

Le panneau de ciel est constitué d'une couche de calorifuge suspendue aux traversées et de deux nappes superposées de tubes de refroidissement ailettés placés horizontalement dans les travées laissées libres entre les pénétrations, dans un espace ménagé entre le calorifuge et la peau d'étanchéité.

L'espace annulaire prévu à l'intérieur des puits du réacteur EDF 4 étant d'épaisseur trop faible pour pouvoir y installer une protection thermique du type "écran d'eau" comprenant un isolant et un réseau de tubes, les pénétrations ont été refroidies extérieurement par un serpentín.

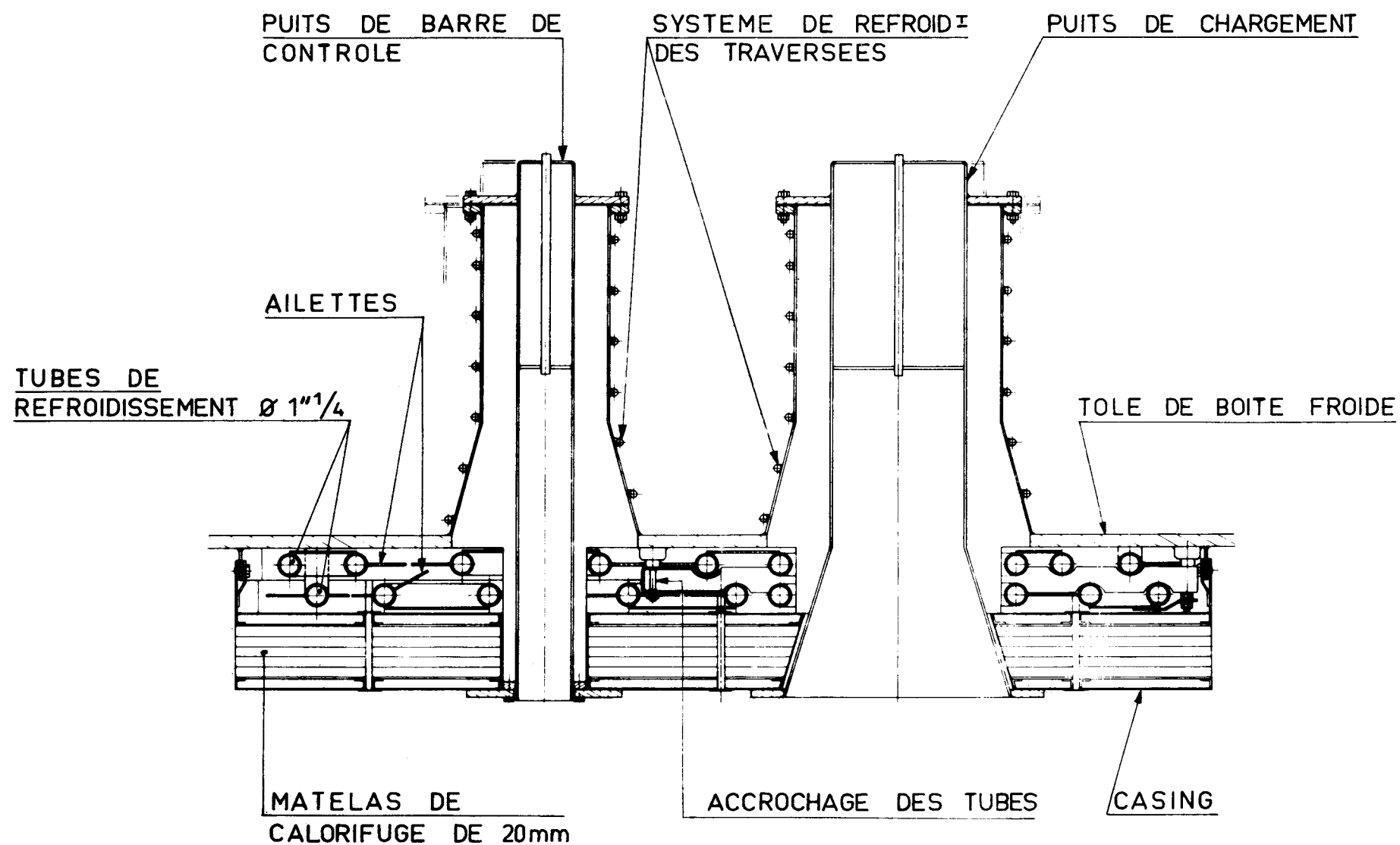
L'arrangement du panneau essayé dans la boucle d'essai et qui comporte un puits de chargement et un puits de barre de contrôle à l'échelle 1 est représenté sur la Figure 13.

3.2.3 - Panneau collecteur

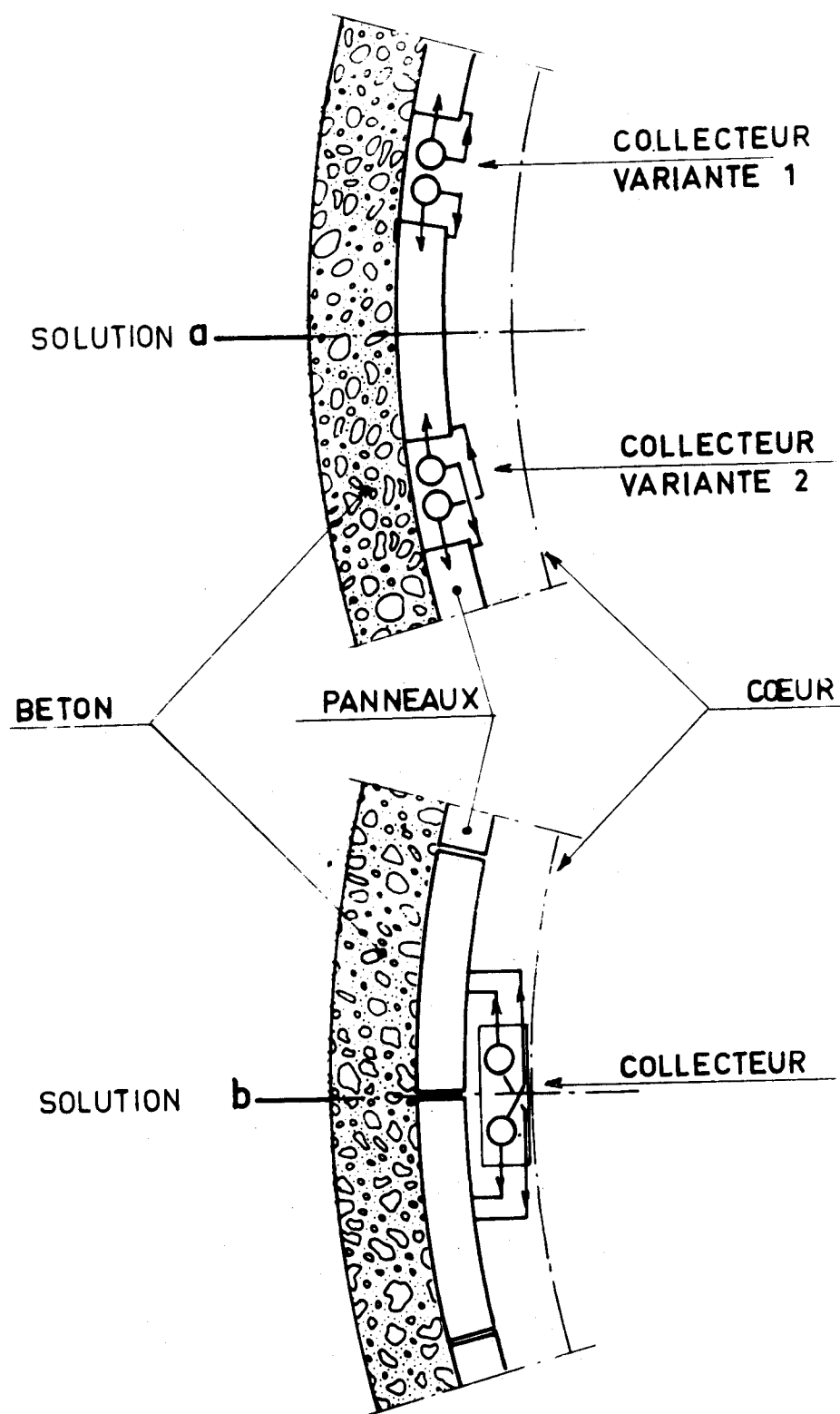
Le problème de l'alimentation des panneaux a été étudié pour la partie cylindrique du réacteur. La méthode la plus simple et qui nécessite le minimum de pénétrations dans le caisson consiste à regrouper tous les panneaux situés sur une même verticale. Deux solutions ont été envisagées (voir Figure 14).

- Le collecteur s'intercale entre deux rangées de panneaux et interrompt la continuité des écrans (voir Figure 14 a)
- Le collecteur est situé devant les écrans dans la veine de gaz chaud et ne provoque pas de discontinuité (voir Figure 14 b).

C'est la deuxième solution qui a été choisie du fait qu'elle permet une meilleure protection thermique de la peau. Le collecteur est composé par deux colonnes, chacune d'elles comportant deux collecteurs de même nature, entrée ou sortie de



ECRAN D'EAU - PANNEAU CIEL
- COUPE VERTICALE



ECRAN D'EAU — PANNEAU COLLECTEUR
PRINCIPE DE MONTAGE

FIG. 14

panneaux correspondant aux deux circuits indépendants. Le collecteur est fixé aux traversées haute et basse du caisson. Les dilatations de la colonne par rapport aux panneaux sont compensées par des lyres ; chacune des lyres relatives à l'un des réseaux longe la colonne relative à l'autre réseau de telle manière qu'elle limite l'échauffement de cette dernière au cas où elle est mise hors service (voir Figures 15 et 16). La disposition retenue permet une mise en place simple du calorifuge autour des colonnes : il est constitué par un bourrage de laine minérale à l'intérieur des gaines et par des couches de 50 mm environ d'épaisseur entre les gaines et le carenage.

Dans la boucle d'essai, les colonnes ont été représentées à l'échelle 1/2. Les parties du panneau "collecteur" situées de part et d'autre des deux colonnes ont été habillées de calorifuge pour les besoins de l'essai de façon à protéger la tôle de la boîte froide (voir Figure 16).

3.2.4 - Panneau joint

Le but, de ce panneau était de trouver une solution simple de fixation de panneaux de type III et de leur casing sur la peau d'étanchéité en même temps qu'une protection thermique efficace de celle-ci au droit des joints.

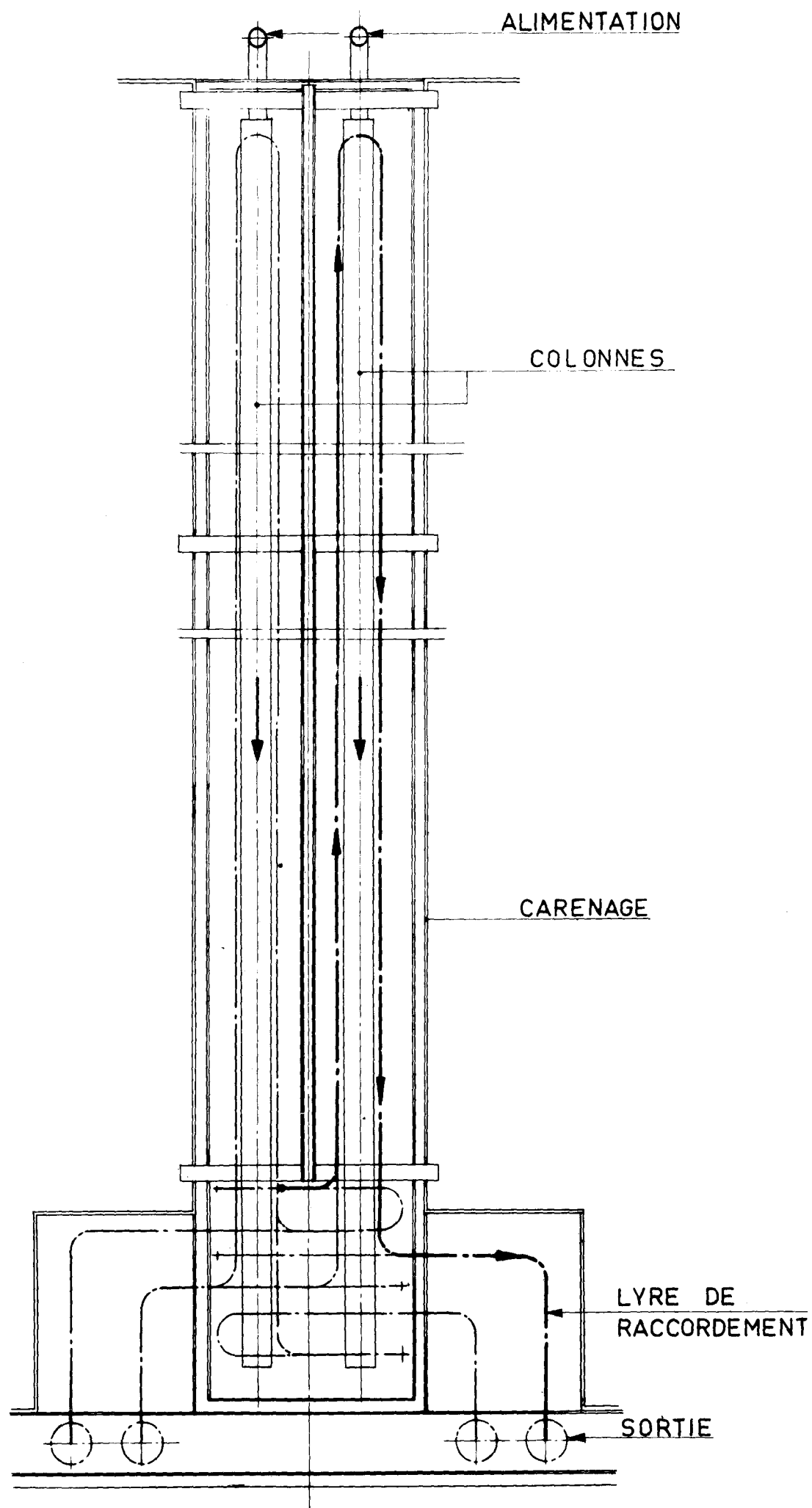
Le joint proprement dit a été inséré entre deux demi-panneaux de type IV dont les bords en contact avec le joint reproduisent le bord du panneau III (voir Figure 17). Les bords des deux panneaux adjacents sont appliqués fortement à l'aide de goujons de serrage sur un joint d'amiante assurant l'étanchéité entre la tôle drain et la tôle de boîte froide. Ce dispositif de fixation commun aux deux panneaux permet de limiter le nombre de fixations par unité de surface d'écran. Le casing est tenu par des goujons plus longs situés également le long du joint.

L'orientation verticale du panneau a été préférée à l'orientation horizontale en raison de la plus grande vulnérabilité de cette direction aux effets convectifs.

La structure isolante du joint est assurée par un traversin bourré de laine minérale inséré de force dans la saignée dessinée par les deux panneaux adjacents.

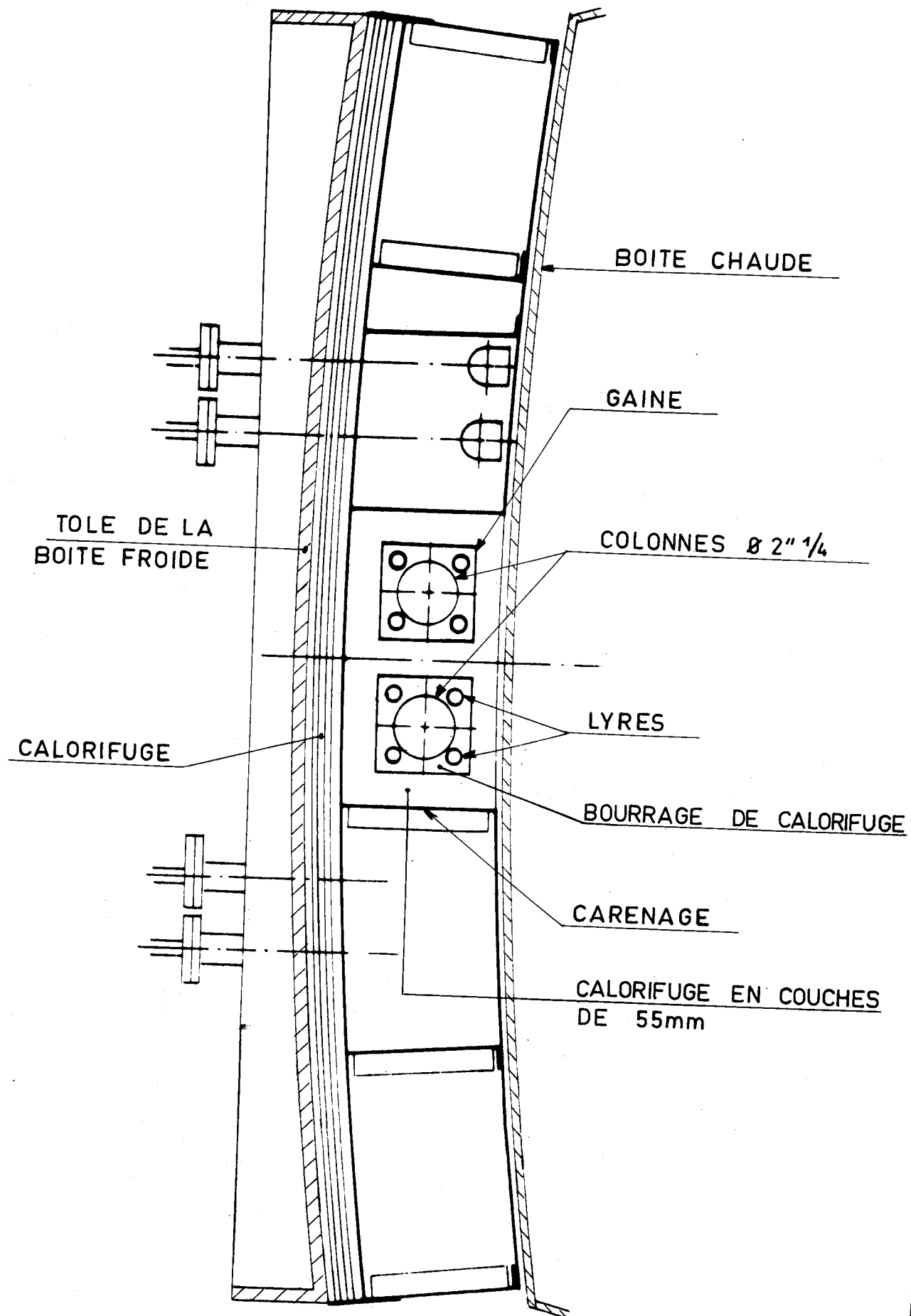
3.2.5 - Résultats des essais

Les essais ont été menés suivant les mêmes principes que ceux utilisés pour les panneaux normaux. Les paliers de pression et la température du gaz chaud sont restés également inchangés.

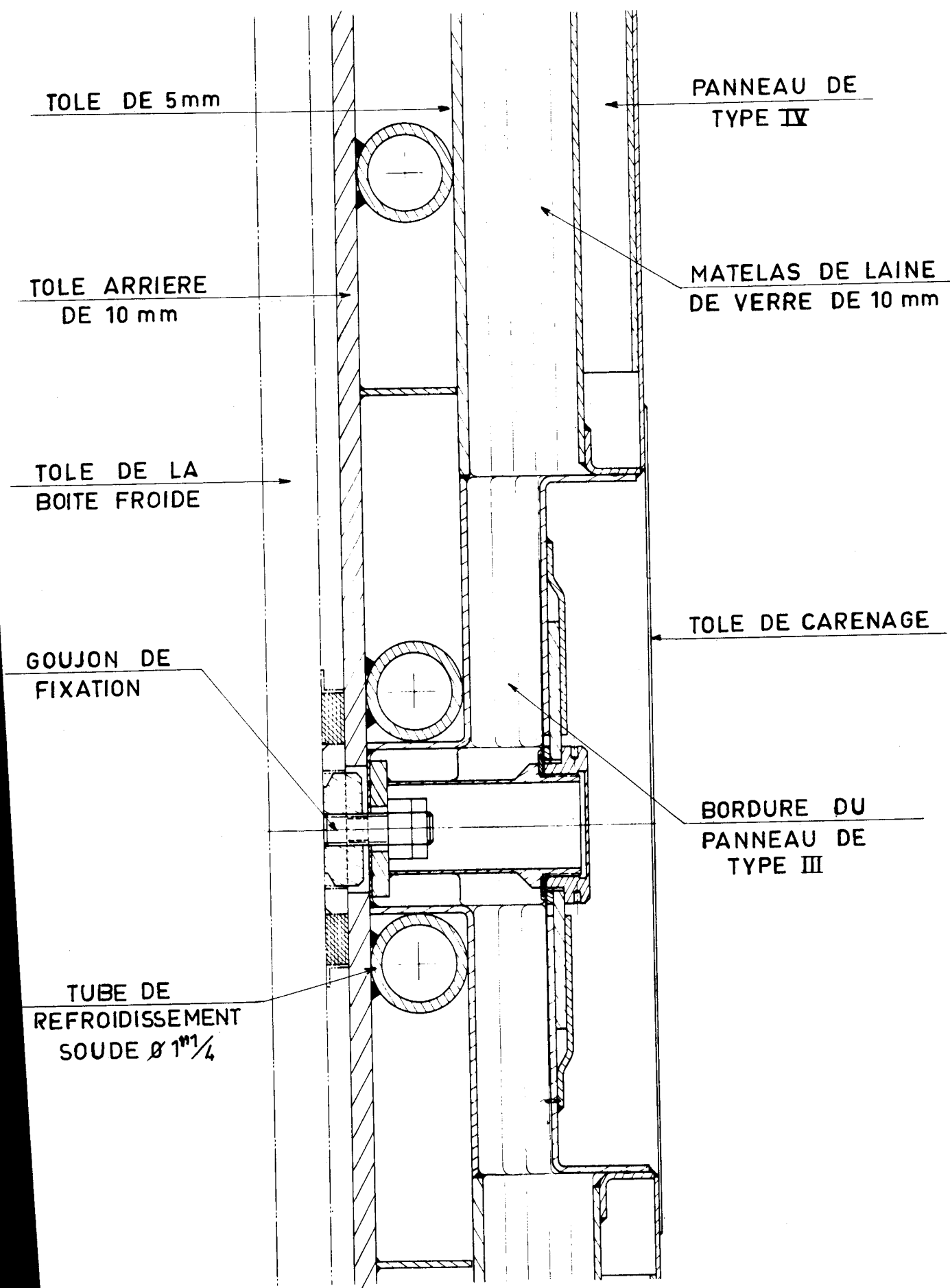


ECRAN D'EAU - PANNEAU COLLECTEUR
- ELEVATION

FIG.15



ECRAN D'EAU - PANNEAU COLLECTEUR
COUPE HORIZONTALE



ECRAN D'EAU — PANNEAU JOINT
COUPE HORIZONTALE

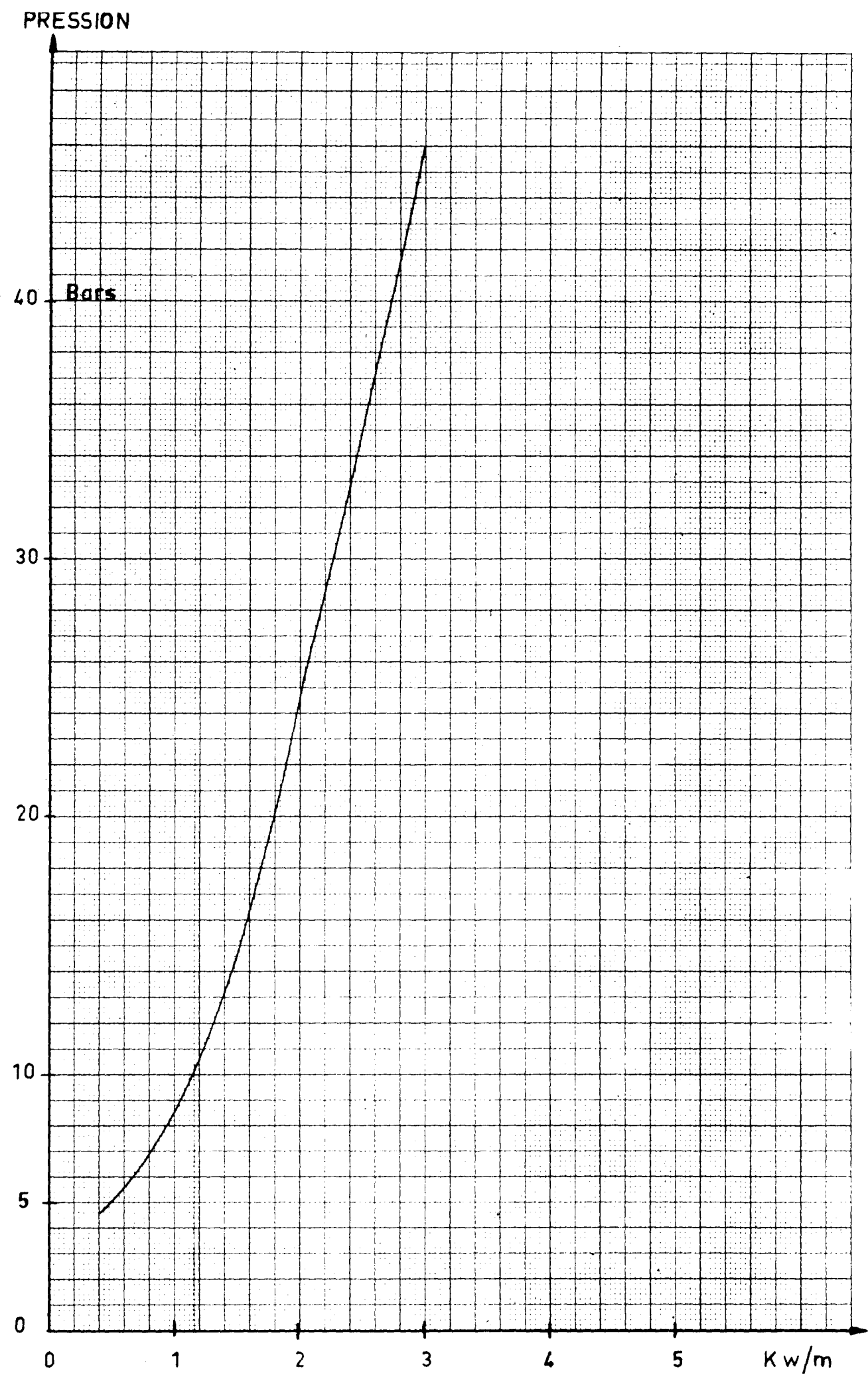
FIG:17

Les résultats obtenus pour le panneau "soufflante" ont été moins bons que prévus du fait que la partie courante du panneau a été conçue comme un panneau de type VI pour des raisons de simplicité, et que la pénétration centrale insuffisamment refroidie et calorifugée a eu une forte influence sur les distributions de température dans le panneau. Ce panneau ne peut être utilisé dans la version qui vient d'être décrite ci-dessus. Mais une protection efficace de la pénétration de soufflante est sans doute possible en utilisant un système d'écran du type III et en renforçant l'isolation et le refroidissement de la pénétration elle-même.

En ce qui concerne le panneau de ciel, il s'est avéré impossible de résoudre en même temps tous les problèmes qui se sont posés : ménagement des dilatations étant donné que le panneau est fixé aux traversées ; segmentation des matelas de calorifuge pour simuler l'arrangement des panneaux dans le réacteur ; réalisation des joints résultant de cette segmentation et isolation des pénétrations proprement dites. On peut conclure des essais qu'il n'est pas réaliste d'envisager l'isolation thermique des traversées de la dalle supérieure d'un caisson du type EDF 4 à l'aide d'écrans utilisant l'eau comme fluide de refroidissement.

L'efficacité du panneau "collecteur" s'est révélée assez médiocre du fait de la difficulté que l'on a rencontrée à isoler convenablement les lyres de jonction et de dilatation, et du trop petit élanement des cellules de calorifuge à ce niveau ; on n'a pu éviter que se créent des courants convectifs à l'intérieur de la structure calorifuge. On a obtenu ainsi un échauffement moyen de l'eau dans les colonnes de 6 °C à 40 bars, ce qui est excessif compte tenu de la faible hauteur du collecteur (2,60 m) par rapport à ce qu'elle serait dans un réacteur. Il est possible d'envisager une structure efficace pour l'isolation de ce panneau en séparant complètement la fonction "collecteur" de la fonction "dilatation" et en prévoyant une isolation des lyres indépendante de celle des colonnes.

Le panneau joint a donné par contre des résultats très prometteurs. Les fuites à travers le joint lui-même ont été déduites des fuites totales dans l'ensemble du panneau joint et des fuites mesurées sur le panneau IV au cours des essais précédents (voir Figure 18). L'exploitation des mesures a permis de conclure à un flux linéaire moyen le long du joint égal à 2,7 kW/m. Comme le joint appartient à deux panneaux, les fuites rapportées à l'unité de longueur de bordure de panneau sont voisines de 1,35 kW/m, valeur qui reste homogène avec celle des fuites constatées dans la partie courante du panneau III.



ECRAN D'EAU - PANNEAU JOINT

- FUITES THERMIQUES / PRESSION

FIG.18

4 - CONCLUSIONS

L'utilisation des écrans d'eau pour l'isolation thermique d'un caisson du type EDF 4 n'est pas possible pour les traversées de la dalle supérieure. Il faut en rester à l'utilisation classique des boîtes à eau et des serpentins de refroidissement externes aux puits.

En ce qui concerne les traversées du fût, on peut envisager leur isolation à condition d'utiliser le principe du panneau III et en évitant soigneusement les fuites thermiques aux raccordements des pénétrations et de la peau d'étanchéité. L'aménagement des colonnes d'alimentation peut également être envisagé favorablement à condition que l'on veille à ce que les problèmes liés aux dilatations n'interfèrent pas avec ceux de l'isolation proprement dite.

Les écrans d'eau du type III s'adaptent particulièrement bien à l'isolation de la partie courante du fût. La dimension des panneaux doit évidemment tenir compte de la symétrie imposée par les pénétrations de soufflantes et du diamètre intérieur du caisson. On peut par exemple prévoir un ensemble de 12 panneaux de 5 m de large environ répartis sur toute la circonférence du caisson. On peut conserver comme hauteur celle des panneaux essayés dans la boucle d'essai soit 2 m environ. Compte tenu des valeurs obtenues pour le flux à travers la partie courante du panneau III et le long du joint, on obtient avec ce dispositif un flux de fuite moyen par unité de surface de fût de 3 kW/m^2 environ pour une température ne dépassant pas 50°C sur la peau d'étanchéité à une pression de 40 bars.

Les résultats obtenus avec le panneau III correspondent bien à l'objectif que l'on s'était fixé de réaliser un dispositif d'isolation thermique robuste et de construction simple au prix d'un flux de fuite supérieur certes à celui admis dans les caissons étudiés jusqu'à ce jour, mais qui reste cependant dans des limites très raisonnables. Il reste actuellement à faire la quotation commerciale de ce dispositif, ce qui permettra de juger finalement de l'intérêt du procédé, étant bien entendu qu'il ne peut être valablement proposé que pour le fût.

1 - INTRODUCTION

Les résultats obtenus lors des essais sur le panneau de type III ont démontré qu'avec de faibles vitesses de circulation d'eau (inférieures à 0,50 m/s), il est possible d'obtenir un coefficient d'échange dans les tubes suffisamment élevé (de l'ordre de 1 kW/m² °C) pour pouvoir maintenir la tôle arrière du panneau à une température maximale de 50 °C. Cette constatation a laissé entrevoir la possibilité d'obtenir le même coefficient d'échange en utilisant non plus de l'eau mais du gaz comme fluide de refroidissement, et sans que cela nécessite des vitesses de circulation supérieures à quelques mètres par seconde.

Cette solution possède plusieurs avantages :

- Elle supprime la présence à l'intérieur du caisson de structures contenant de l'eau et qui en cas d'accident peuvent nuire à la sécurité du réacteur.
- Elle permet d'utiliser comme gaz de refroidissement le fluide caloporteur du réacteur lui-même, ce qui présente l'avantage de mettre l'intérieur des tubes et collecteurs en équilibre de pression avec l'intérieur du réacteur.
- Du fait de cet équilibre de pression, il n'est plus nécessaire de prévoir des structures aussi épaisses que dans le cas des écrans d'eau, ce qui simplifie considérablement le problème des dilatations thermiques et réduit le poids des panneaux.
- Pour la même raison, le risque de rupture de collecteurs ou de tubes de refroidissement est pratiquement nul puisqu'ils ne supportent que la perte de charge de l'ordre de quelques centaines de grammes entre l'entrée et la sortie des panneaux. Il n'est donc pas nécessaire de prévoir deux circuits de refroidissement indépendants en parallèle, ce qui allège notablement le réseau de distribution.
- On peut envisager l'intégration complète à l'intérieur du caisson de la boucle d'isolation thermique c'est-à-dire, en plus des panneaux, des échangeurs de refroidissement et des soufflantes nécessaires à la circulation du gaz.

Une étude théorique de ce nouveau type d'isolation thermique a été faite en vue de définir les structures aptes à réaliser une protection thermique efficace de la peau d'étanchéité et des pénétrations du caisson. Les études ont porté sur un panneau

normal sans aucune singularité tel qu'il se présenterait sur la partie courante du fût du réacteur, sur un panneau "soufflante", sur un panneau de ciel comportant à l'échelle un une traversée de barre de contrôle et un puits de chargement du réacteur EDF 4, et sur un panneau de sol reproduisant six traversées de la dalle inférieure du caisson.

Les résultats acquis pour le panneau III ont été mis à profit pour l'étude de ces nouveaux écrans et des essais doivent être entrepris dans la boucle qui a déjà été utilisée.

2 - CARACTERISTIQUES DES PANNEAUX GAZ

2.1 - PANNEAU NORMAL

Comme le panneau III ce panneau est constitué par une structure calorifuge formée de lames de 10 mm d'épaisseur de laine minérale et par un réseau de tubes de refroidissements soudés sur la tôle arrière du côté du calorifuge (voir Figure 19).

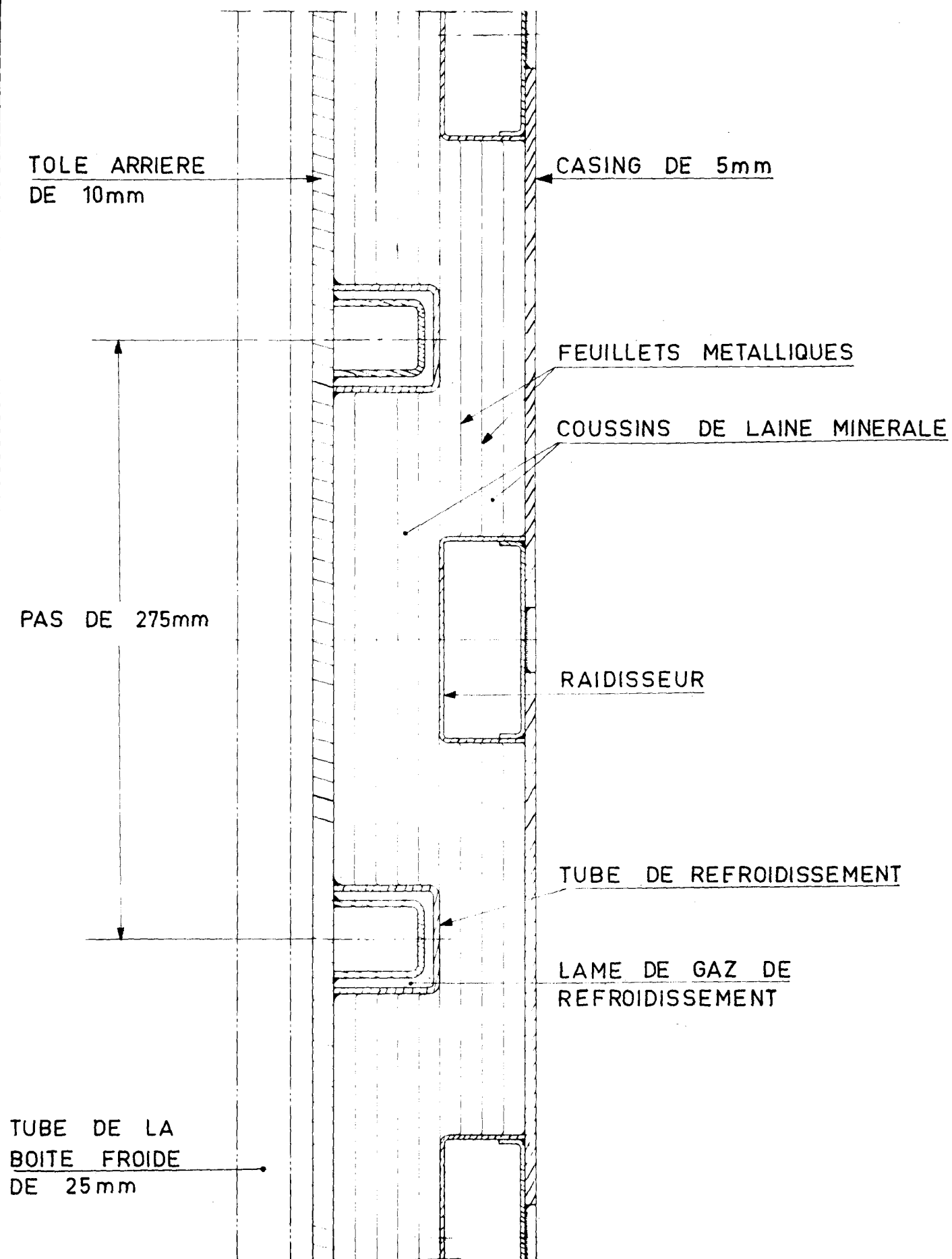
Les tubes sont constitués par deux profilés en U placés l'un sur l'autre et formant ainsi une lame dans laquelle circule le gaz de refroidissement. Ce système permet d'obtenir un faible diamètre hydraulique et par conséquent d'assurer le coefficient d'échange entre gaz et tube de $1 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ obtenu dans le panneau III, avec une vitesse de gaz de 5 m/s environ, et un faible débit.

La forme des tubes permet un accrochage simple des matelas de calorifuge sur leur paroi. L'arrangement général des lames isolantes est fait de telle sorte qu'il brise les grands mouvements de convection dans le cas où une connexion s'ouvre entre deux lames.

Les tubes sont placés horizontalement et reliés sur les deux bords verticaux du panneau à des collecteurs qui font partie de la structure du joint avec le panneau suivant.

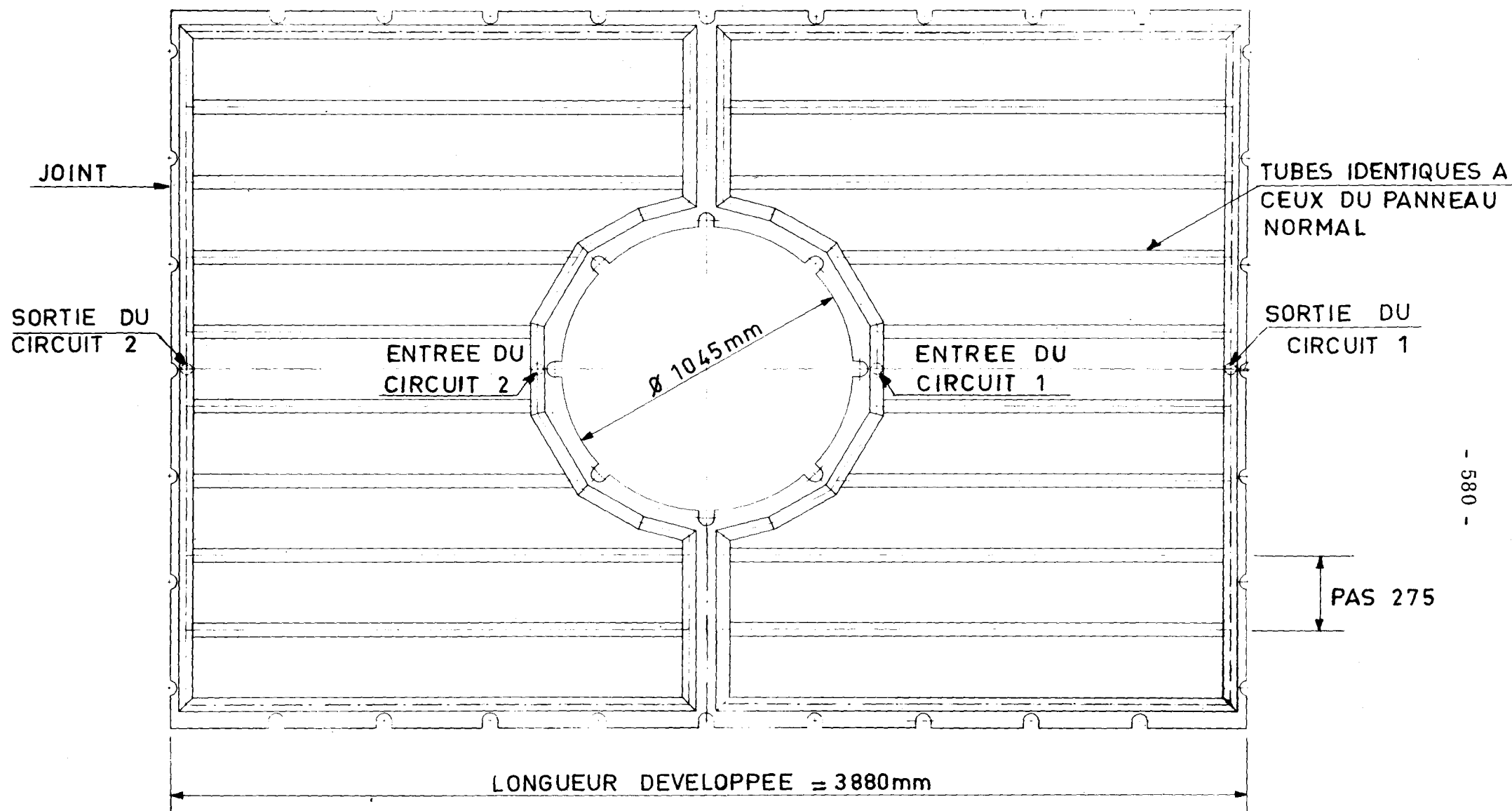
2.2 - PANNEAU DE SOUFFLANTE

Le principe de montage est absolument identique à celui du panneau normal. Du fait de la présence du trou de soufflante, le circuit a été décomposé en deux demi-circuits identiques situés de part et d'autre de la pénétration (voir Figure 20).



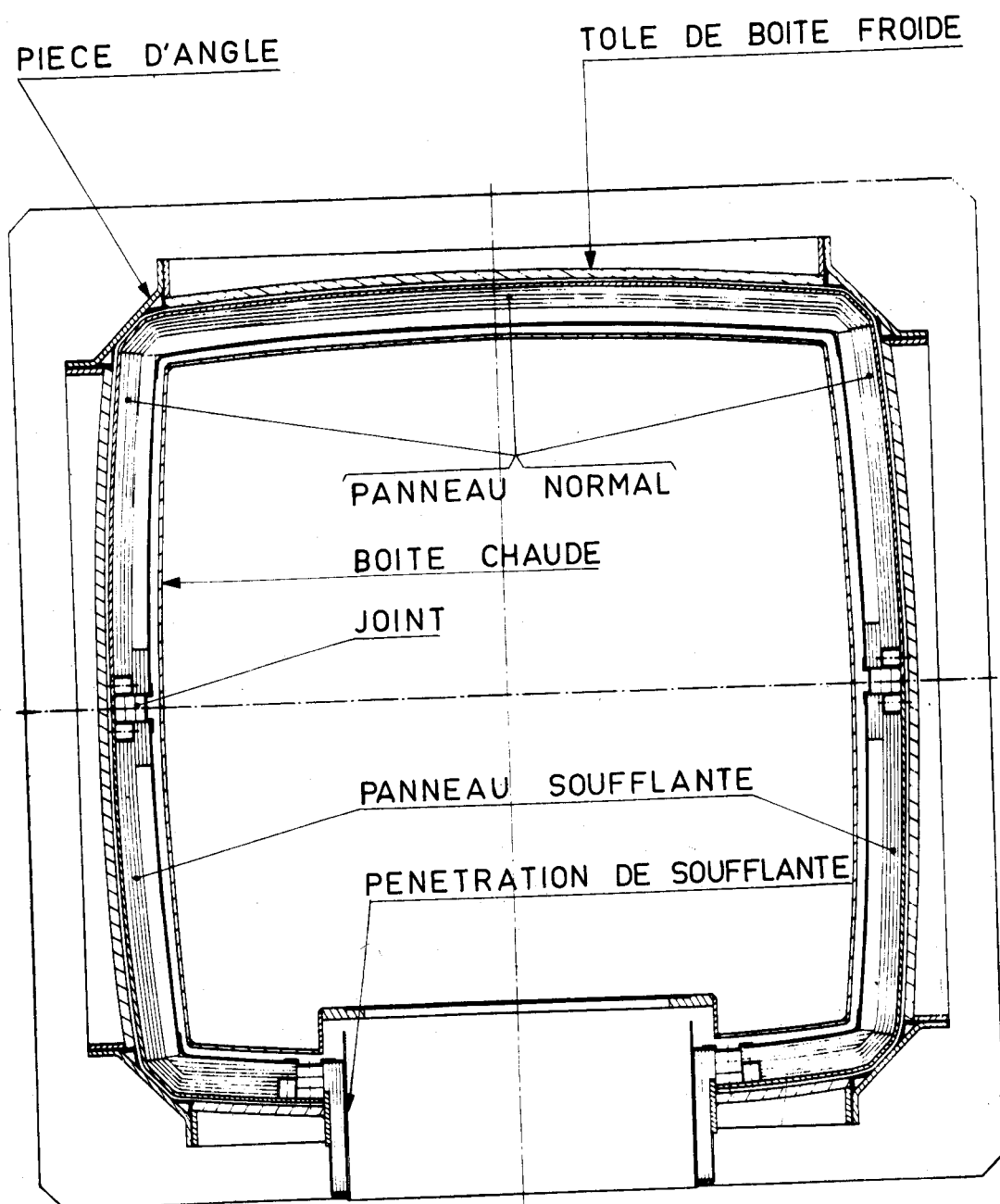
ECRAN GAZ - PANNEAU NORMAL
- COUPE VERTICALE

FIG.19



- 580 -

ECRAN GAZ - PANNEAU DE SOUFFLANTE
ELEVATION



ECRAN GAZ - COUPE HORIZONTALE DE LA BOITE

FIG. 21

Le panneau normal et le panneau soufflante couvrent chacun la moitié des parois verticales de la boîte d'essai (voir Figure 21) de façon à se rapprocher le plus possible des dimensions réelles des panneaux dans le cas du réacteur.

2.3 - PANNEAU DE CIEL

Le panneau de ciel est constitué par une structure calorifuge constituée de matelas de laine minérale de 10 mm d'épaisseur accrochés sur les deux traversées (voir Figure 22).

Ces traversées sont calorifugées à l'aide de lames verticales de laine minérale de 10 mm d'épaisseur et les fuites thermiques sont recueillies par une lame de gaz qui circule le long des pénétrations à l'extérieur du calorifuge (voir Figure 22).

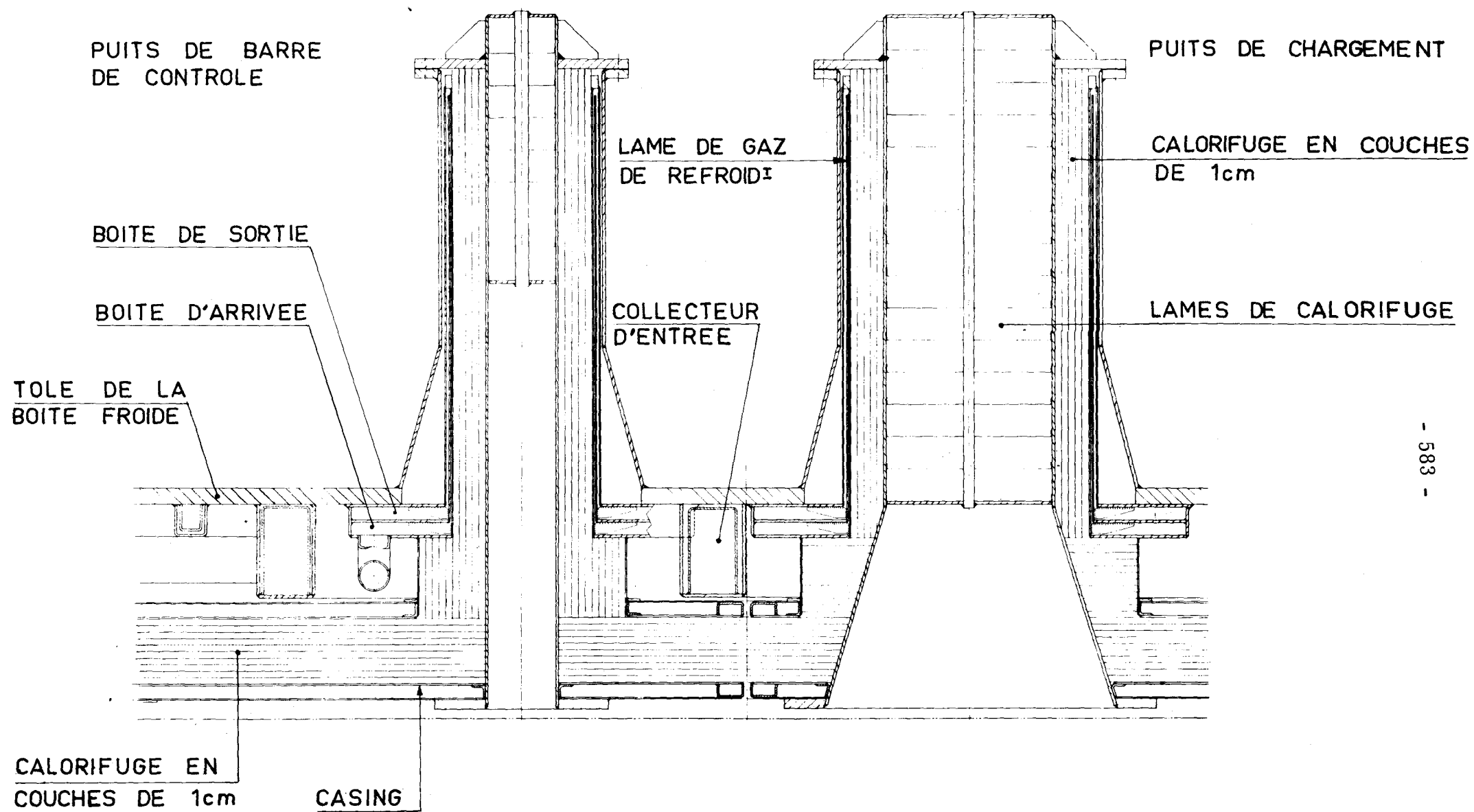
Les collecteurs d'entrée et de sortie circulent entre les traversées, soudés sur la peau d'étanchéité, dans un espace ménagé entre le calorifuge horizontal et la peau. Ils sont reliés aux boîtes d'alimentation des traversées par des sous collecteurs non soudés sur la peau et qui absorbent les dilatations thermiques (voir Figure 23). Le tracé des collecteurs et sous collecteurs est conçu de façon à pouvoir se reproduire quand on passe aux traversées voisines dans le cas du réacteur. La structure isolante et le système de refroidissement sont complètement séparés.

Un système de refroidissement auxiliaire permet dans le cas particulier de la boîte d'essai de refroidir la partie de la peau ne comportant pas de traversées. Ce circuit n'existerait pas dans le cas du réacteur et pourra être arrêté pendant les essais.

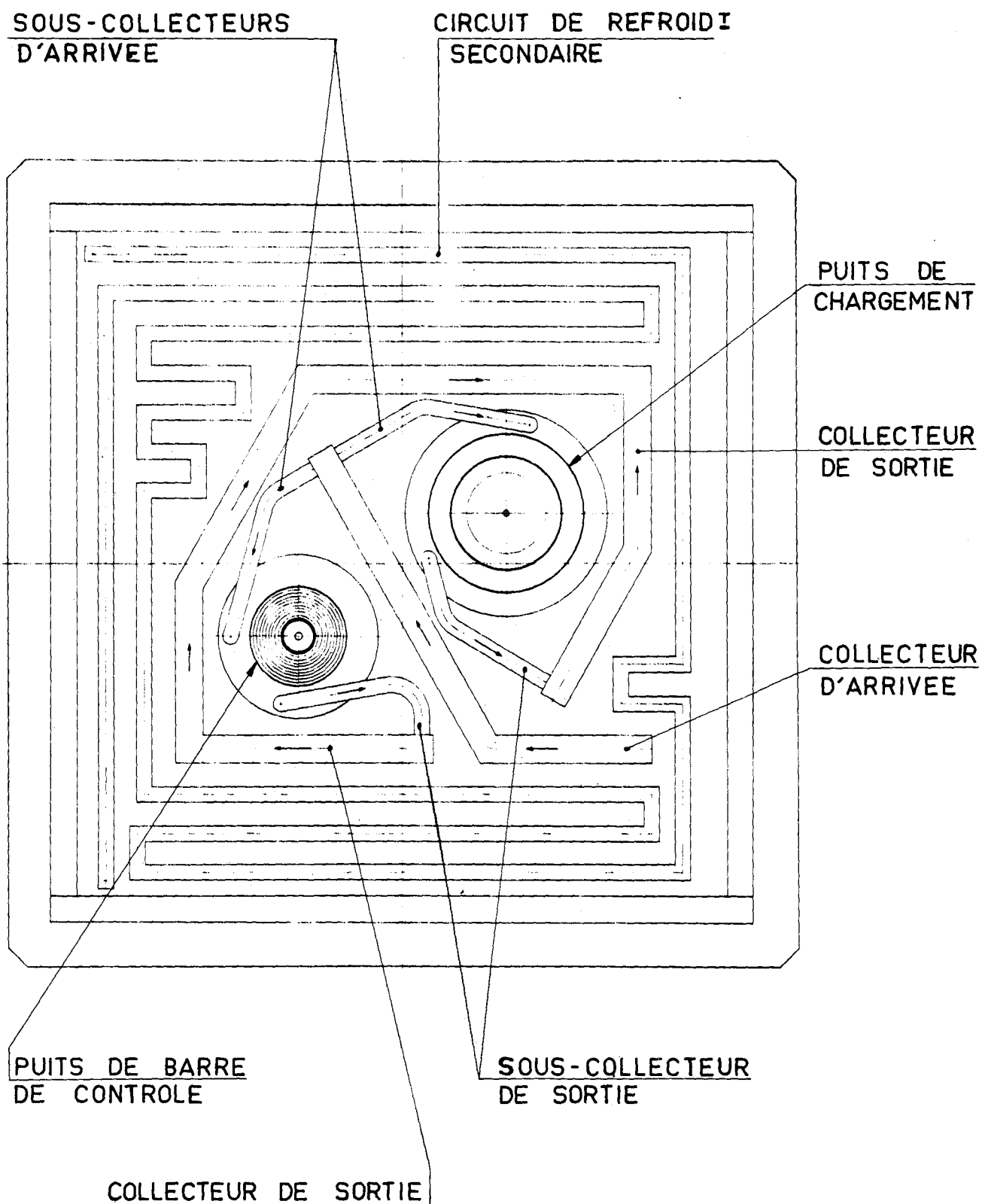
2.4 - PANNEAU DE SOL

Les traversées du sol sont protégées suivant le même principe que les traversées du ciel (voir Figure 25). La disposition des traversées reproduit la périphérie de la dalle inférieure du réacteur EDF 4.

On retrouve comme pour le panneau du ciel les collecteurs et sous collecteurs reliés aux boîtes d'alimentation des traversées. L'épaisseur de calorifuge a été notablement diminuée du fait que la source chaude se trouve au-dessus du panneau.

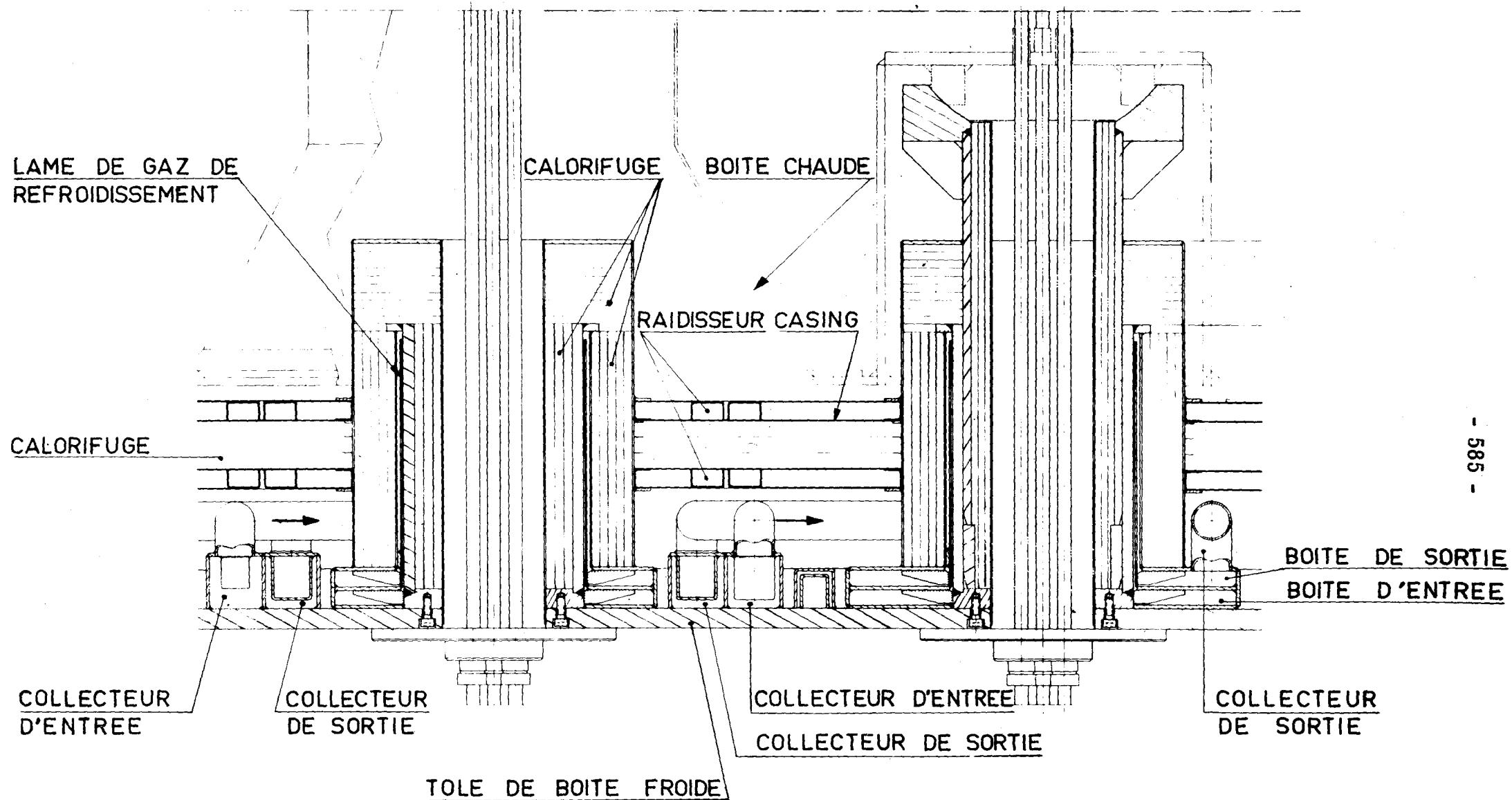


ECRAN GAZ - PANNEAU DE CIEL
 - COUPE VERTICALE



ECRAN GAZ - PANNEAU DE CIEL
- COLLECTEURS D'ALIMENTATION

FIG. 23



- 585 -

ECRAN GAZ - PANNEAU DE SOL
- COUPE VERTICALE

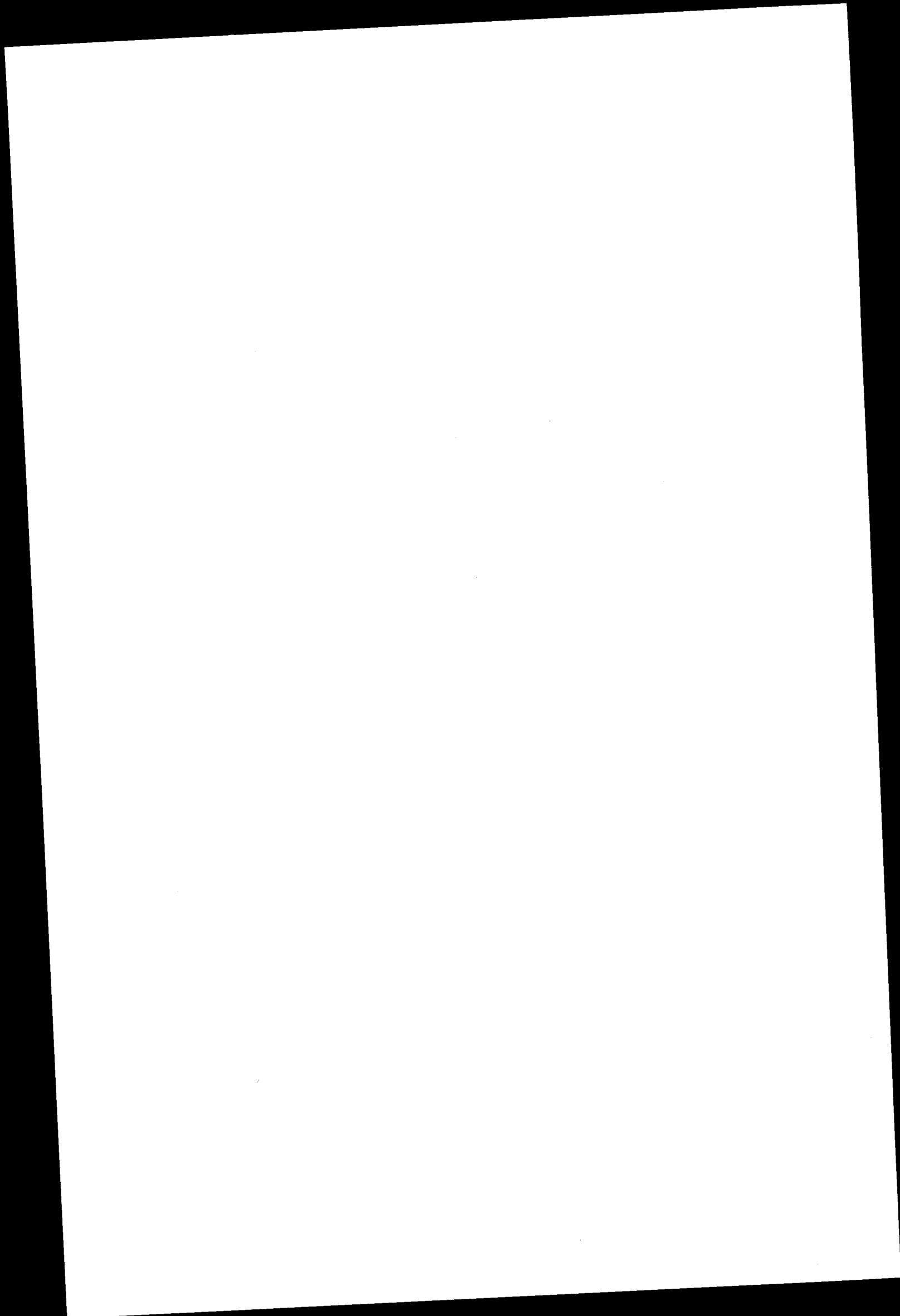
3 - CONCLUSION

Les études théoriques de ces panneaux sont actuellement terminées et leur construction est en cours. Les essais doivent commencer dans quelques mois. Ils diront si le refroidissement à l'aide de gaz est aussi efficace qu'avec de l'eau et si on peut envisager d'habiller la totalité d'un caisson du type EDF 4, pénétrations comprises, avec des écrans gaz. Il restera ensuite à faire une quotation commerciale comme dans le cas des écrans d'eau et à faire la comparaison.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG VON ISOLIERWÄNDE
IN DER VERSUCHSANLAGE "FIGARO"

P. WÜRDIG

Deutsche Babcock & Wilcox, Oberhausen



1. Einleitung

Gegenüber den bisher in der konventionellen Wärmetechnik üblichen Isolierverfahren ergeben sich für den Temperaturschutz von Spannbetondruckbehältern völlig neuartige Probleme. Der Hauptunterschied liegt darin, daß sich die Isolierstoffe in der konventionellen Technik üblicherweise in atmosphärischer Luft befinden, während die Isolierung eines Spannbetongefäßes mit dem Kühlmedium des Reaktors, also Preßgas oder Preßwasser, angefüllt ist.

Bei Gasen, die sich unter hohem Druck befinden, erfolgt die Wärmeübertragung ganz überwiegend durch Konvektion, wo hingegen die Anteile der Eigenleitung des Gases und der Wärmestrahlung vergleichsweise gering sind. Das Hauptaugenmerk wird daher darauf gelegt, die natürliche Konvektion des Kühlmediums in der Isolierung so weit wie möglich zu unterdrücken. Es sind viele verschiedene Anordnungen theoretisch berechnet und im Laborversuch erprobt worden, denen dieses Ziel - Ausschaltung der natürlichen Konvektion - gemeinsam ist. Aber beim Wärmeschutz lassen sich die im Laborversuch gewonnenen Meßwerte nicht ohne weiteres auf größere technische Anlagen übertragen. Aus Kostengründen läßt sich die Isolierung in einer großen Anlage nicht so exakt und gleichmäßig aufbauen wie im Labor, so daß sich stets Fugen und Spalten ergeben, die die Wärmedämmung erheblich beeinträchtigen können. Außerdem enthält ein Reaktor-Druckgefäß eine Vielzahl von Kanten und Durchbrüchen, deren Isolierung sich nicht sicher genug vorausberechnen läßt.

Auf der anderen Seite ist aber ein sicherer Temperaturschutz eine unbedingte Voraussetzung für den Betrieb der gesamten Kernenergieanlage. Wie sich am Beispiel Oldbury gezeigt hat, haben Fehler in der Berechnung oder Ausführung des Temperaturschutzes, die sich erst nach Inbetriebnahme einer Anlage herausstellen, katastrophale wirtschaftliche Folgen. Diese Ausführungen mögen den Wert einer Versuchsanlage unterstreichen, durch die die Lücke zwischen theoretischen Berechnungen und Laborversuchen einerseits und der praktischen Ausführung der Isolierung in einer großtechnischen Anlage andererseits geschlossen wird.

Die von den Firmen SOCIA/Paris und Deutsche Babcockwerke/Oberhausen im Auftrage von Euratom errichtete Versuchsanlage gestattet es, technische Prototypen von Isolierwänden unter den im Reaktor herrschenden wärmetechnischen Verhältnissen zu untersuchen. Die Versuchsanlage enthält auch die für die Wandung eines Reaktors typischen Durchbrüche für Unterstützungen, Ladekanäle, Dampf- und Gebläsedurchführungen. Ferner lassen sich auch die vom normalen Betrieb abweichenden Bedingungen beim Anfahren eines Reaktors oder bei Unfällen nachbilden. Als Vorbild für den Entwurf der Versuchsanlage diente der französische Reaktor EdF 4, jedoch wurde der weiteren technischen Entwicklung durch Erhöhung von Druck und Temperatur in der Versuchsanlage Rechnung getragen. Der Grundaufbau der Versuchsanlage ist darüber hinaus so flexibel, daß auch Isoliersysteme für andere Reaktortypen untersucht werden können. Als Kurzbezeichnung trägt die Anlage den Namen Figaro (Forschungsanlage für die Isolierung gasgekühlter Reaktoren Oberhausen).

2. Beschreibung der Versuchsanlage

Die Abb. 1 zeigt die Versuchsanlage im Schnitt. Der Druckbehälter, der die inneren Versuchseinbauten umschließt, ist für einen Betriebsdruck von 40 at ausgelegt. Der Druckbehälter hat einen Durchmesser von 3,2 m und eine lichte Höhe von 5,6 m. Der Druckbehälter ist in seinem unteren zylindrischen Teil durch einen über den ganzen Umfang laufenden Flansch geteilt. Dadurch kann das Oberteil des Druckbehälters abgehoben werden, so daß die inneren Einbauten von allen Seiten frei zugänglich sind und außerhalb des Behälters vormontiert werden können.

In halber Höhe des zylindrischen Teils des Behälters befindet sich ein Gebläse, das die in einem Reaktor herrschende Gasströmung erzeugt. Der Gebläse-dom ist auch durch einen Flansch geteilt, so daß das Gebläseaggregat als vollständige Einheit eingebaut werden kann. Alle Anschlüsse für die inneren Versuchseinbauten werden durch den unteren Boden des Behälters geführt.

Die inneren Versuchseinbauten, die das Herzstück der Versuchsanlage darstellen, bestehen aus einem System zweier ineinander verschachtelter Kammern. Die innere dieser beiden Kammern, die sogenannte heiße Kammer, simuliert die wärmeabgebenden Teile eines Reaktors (Kern und Wärmetauscher). Sie ist ein aus 10 mm dicken Stahlblechen geschweißtes quaderförmiges Gebilde. Die vertikalen Wände der heißen Kammer sind zylindrisch nach außen gewölbt, wobei der Krümmungsradius (ungefähr 8 m) dem an der Wandung des als Modell betrachteten Reaktors EDF 4 entspricht. Die Aufheizung der heißen Kammer erfolgt auf elektrischem Wege durch Rohrheizkörper, die an der Innenseite der Wand der heißen Kammer befestigt sind. Die installierte Heizleistung beträgt 200 kW. Die heiße

Kammer ruht auf drei zylindrischen Stützen, von denen eine in der Abb. 1 im Schnitt dargestellt ist. Sie sind so konstruiert, daß der Wärmeübergang zwischen der heißen Kammer und der Grundplatte möglichst klein bleibt.

Um die heiße Kammer herum ist die sogenannte kalte Kammer aufgebaut, die den Dichtungsschild eines Spannbetongefäßes nachbildet. Die kalte Kammer besteht aus sechs 25 mm starken Stahlplatten, so daß jeder Fläche der heißen Kammer eine Platte der kalten Kammer gegenüber steht. Die Wandstärke von 25 mm entspricht der des Dichtungsschildes im Reaktor EDF 4 und ist mit Bedacht genau so groß gewählt worden, da die an der Wandung entstehenden Temperaturdifferenzen auch von der Dicke des Dichtungsschildes beeinflusst werden. Auf der Innenseite der kalten Kammer sind die zu untersuchenden Isolierwände montiert. Die Platten der kalten Kammer werden bei der Montage so ausgerichtet, daß zwischen der heißen Kammer und der Oberfläche der Isolierwand ein etwa 25 mm breiter Spalt, der sogenannte Gasspalt, entsteht. In ihm strömt das an der heißen Kammer aufgeheizte Gas in derselben Weise wie das Reaktorkühlgas im Gasspalt des Reaktors EDF 4. Die heiße Kammer ist allseitig von Isolierwänden umgeben, so daß sie, auf drei Stützen gelagert, im Innern der kalten Kammer "schwebt"

Durch den Aufbau der kalten Kammer aus einzelnen Platten ist es möglich, in einem Versuch bis zu sechs verschiedene Isolierwände zu untersuchen. Die unterschiedliche Dicke der verschiedenen Isolierwände wird durch passend angefertigte Eckstücke ausgeglichen. Die Fugen zwischen den einzelnen Platten der kalten Kammer müssen nach dem Zusammenbau sorgfältig abgedichtet werden, damit kein heißes Gas in den Außenraum strömen kann.

Bei Reaktoren des Typs EDF 4, bei denen sich der Wärmetauscher unterhalb des Kerns befindet, strömt das Reaktorkühlgas an der Behälterwandung von unten nach oben. Diese Gasströmung wird durch ein Gebläse, das sich in einem seitlichen Dom des Druckbehälters befindet, nachgebildet. Die Verbindung zwischen dem Gebläseaggregat und dem Kammersystem wird durch eine konzentrische Rohranordnung hergestellt. Sie schließt an Rohrleitungen an, die in die heiße Kammer eingebaut sind. Diese sogenannte innere Gasleitung hat im unteren und oberen Boden der heißen Kammer trichterförmige Austritte. Der Gaskreislauf vollzieht sich nun folgendermaßen: Das Gebläse drückt das Gas durch die innere Rohrleitung in das Kammersystem. Es tritt durch den unteren Trichter in den Gasspalt zwischen der heißen Kammer und der unteren Wasserwand. Hier verteilt es sich und strömt durch die Gasspalte zwischen der heißen Kammer und den vier vertikalen Isolierwänden nach oben. Das Gas sammelt sich im oberen Trichter und wird schließlich durch die äußere konzentrische Rohrleitung zum Gebläse zurückgeführt.

Zur Versuchsanlage gehören noch ein außenliegender Wasserkreislauf und Meß- und Steuereinrichtungen, die in der Abbildung 1 jedoch nicht dargestellt sind.

3. Wirkungsweise der Versuchsanlage

Um die wärmetechnischen Vorgänge in der Versuchsanlage besser verstehen zu können, sind die einzelnen Schichten des Kammersystems in der Abbildung 2 in vergrößertem Maßstab dargestellt. Der hier betrachtete Bereich ist in der Abbildung 1 bereits angedeutet. Zum Vergleich ist auch die Schichtenfolge an der Wandung eines Reaktordruckgefäßes skizziert.

Wir verfolgen die Schichten von der heißen zur kalten Seite, also von innen nach außen. Innen befindet sich die heiße Kammer, die von den elektrischen Heizstäben auf eine Temperatur von etwa 250°C gebracht wird. Zwischen der heißen Kammer und den sie umschließenden Isolierwänden befindet sich der Gasspalt, in dem das Gas von unten nach oben strömt. Wegen des niedrigen Wärmewiderstandes des Gasspalttes haben die obersten Schichten der anschließenden Isolierwand ebenfalls eine Temperatur von etwa 250°C . Die hier dargestellte Isolierwand besteht aus zwei Schichten: einer Wärmebarriere (Isolierung), die den Wärmestrom begrenzt und einem Kühlsystem, das den durch die Isolierung sickern den Wärmestrom auffängt und nach außen abführt. Auf der kalten Seite der Isolierwand bildet sich dann eine Temperatur von etwa 60°C aus. Die Isolierwand ist an der kalten Kammer befestigt, die dem Dichtungsschild eines Reaktors entspricht. Die kalte Kammer trägt auf ihrer Außenseite ebenfalls ein Kühlsystem sowie eine Isolierung aus Mineralwolle. Das Kühlsystem der kalten Kammer hat verschiedene Aufgaben. Es kann als Kühlsystem eingesetzt werden, wenn die Kühlwirkung der davor liegenden Isolierwand nicht ausreicht oder wenn diese kein eigenes Kühlsystem enthält. Ferner kann man mit ihm den durch die kalte Kammer hindurchgehenden Wärmestrom messtechnisch erfassen. Außerdem kann auch die kalte Kammer von außen zusätzlich aufgeheizt werden, um die durch Strahlungsabsorption im Beton entstehende Wärme nachzubilden.

In einem wirklichen Reaktor würde hinter dem Dichtungsschild, hier vertreten durch die kalte Kammer, der Spannbeton folgen. Der Raum hinter der kalten Kammer ist aber freigelassen worden, da es für die Untersuchungen genügt, die Temperaturen am Dichtungsschild auf die für den Beton zulässigen Werte zu begrenzen und den durch die kalte Kammer tretenden Wärmestrom zu messen.

4. Versuchsdurchführung

Während der Durchführung der Versuche wurde die Heizspannung der heißen Kammer so reguliert, daß sich nach einiger Zeit eine stationäre Temperaturverteilung in der Versuchsanlage ergab. Wenn dieser Zustand erreicht war, wurden alle wichtigen Meßwerte mit Hilfe einer automatischen Datenregistrieranlage aufgezeichnet. Um die Temperaturverteilung in den einzelnen Schichten der Isolierwände, im Kammersystem und auf dem Druckbehälter zu messen, waren etwa 200 Thermoelemente in die Versuchsanlage eingebaut. Der Wasserdurchsatz jedes Kühlsystems wurde an Schwebekörper-Durchflußmessern abgeladen. Die Temperaturdifferenz des ein- und austretenden Kühlwassers wurde mit Hilfe von Widerstandsthermometern registriert. Aus diesen Werte konnte die Wärmebilanz einer jeden Isolierwand und die Temperaturverteilung in den einzelnen Schichten bestimmt werden.

Die Messungen wurden in verschiedenen Druckstufen durchgeführt, angefangen bei einem Vakuum von etwa 50 Torr und endend bei einem Druck von 40 at. Für jede Druckstufe wurden verschiedene Versuchszustände eingestellt, bei denen einzelne Kühlsysteme der Isolierwände oder der kalten Kammer abgeschaltet waren. Andere Versuchszustände ergaben sich auch dadurch, daß probeweise heißes Gas in die Isolierwände eingeleitet wurde, um die Wirkung von Undichtheiten innerhalb einer Isolierwand festzustellen. Ein weiterer Parameter war die Gastemperatur, für die Werte zwischen 200 °C und 350 °C eingestellt wurden.

Die Versuchsanlage arbeitete bei den bisherigen Versuchen ohne Störungen in der erwarteten Weise.

5. Illustration zur Versuchsanlage.

Um einen Eindruck von den Arbeiten an der Versuchsanlage zu vermitteln, werden im Anschluß einige Photographien von verschiedenen Montageabschnitten der Anlage wiedergegeben.

Die Abb. 3 zeigt die heiße Kammer, die auf der Bodenplatte der kalten Kammer ruht. Diese selbst ist auf einem Tragrahmen befestigt, mit dessen Hilfe später das fertige Kammersystem im Druckbehälter montiert wird. Durch eine Seitenfläche der heißen Kammer tritt die innere Gasleitung hindurch, die zum Schluß mit dem Gebläseaggregat verbunden werden wird. Im Vordergrund liegen zwei Eckstücke, mit denen die senkrechten Kanten des Kammersystems verschlossen werden sollen.

In der Abb. 4 ist der Zusammenbau des Kammersystems weiter fortgeschritten. Auf zwei Seiten sind die Platten der kalten Kammer mit den Isolierwänden montiert. In die Fuge zwischen den beiden Wänden wird anschließend ein Eckstück eingebaut. Der Gebläsedurchtritt ist vorübergehend durch eine Blechplatte verschlossen, um das Kammersystem nach dem Zusammenbau auf Dichtigkeit zu prüfen.

Die Abb. 5 zeigt die Montage des Kammersystems im Druckbehälter. Da das Unterteil des Druckbehälters in einer Grube steht, erkennt man in der Abbildung nur die Kante des Flansches. Für die Montage sind Teile des Daches und der Vorderfront des Versuchsgebäudes herausgenommen worden.

In der Abb. 5 ist das Kammersystem auf den inneren Füßen des Druckbehälters montiert. Im nächsten Arbeitsgang werden die Kühlsysteme, Heizkabel und Thermoelemente mit den Durchtritten im Boden des Behälters verbunden. Im Hintergrund erkennt man die Meßwarte und Teile der außenliegenden Rohrleitungen.

Die Abb. 6 zeigt, wie das Oberteil des Druckbehälters über den inneren Einbauten abgesenkt wird. Das Kammer-system und die inneren Rohrleitungen sind durch Mineralwolle isoliert.

Die Abb. 7 schließlich zeigt die Anlage während der Durchführung eines Versuches. Der seitliche Dom des Behälters, der das Gebläseaggregat enthält, ist nun ebenfalls verschlossen.

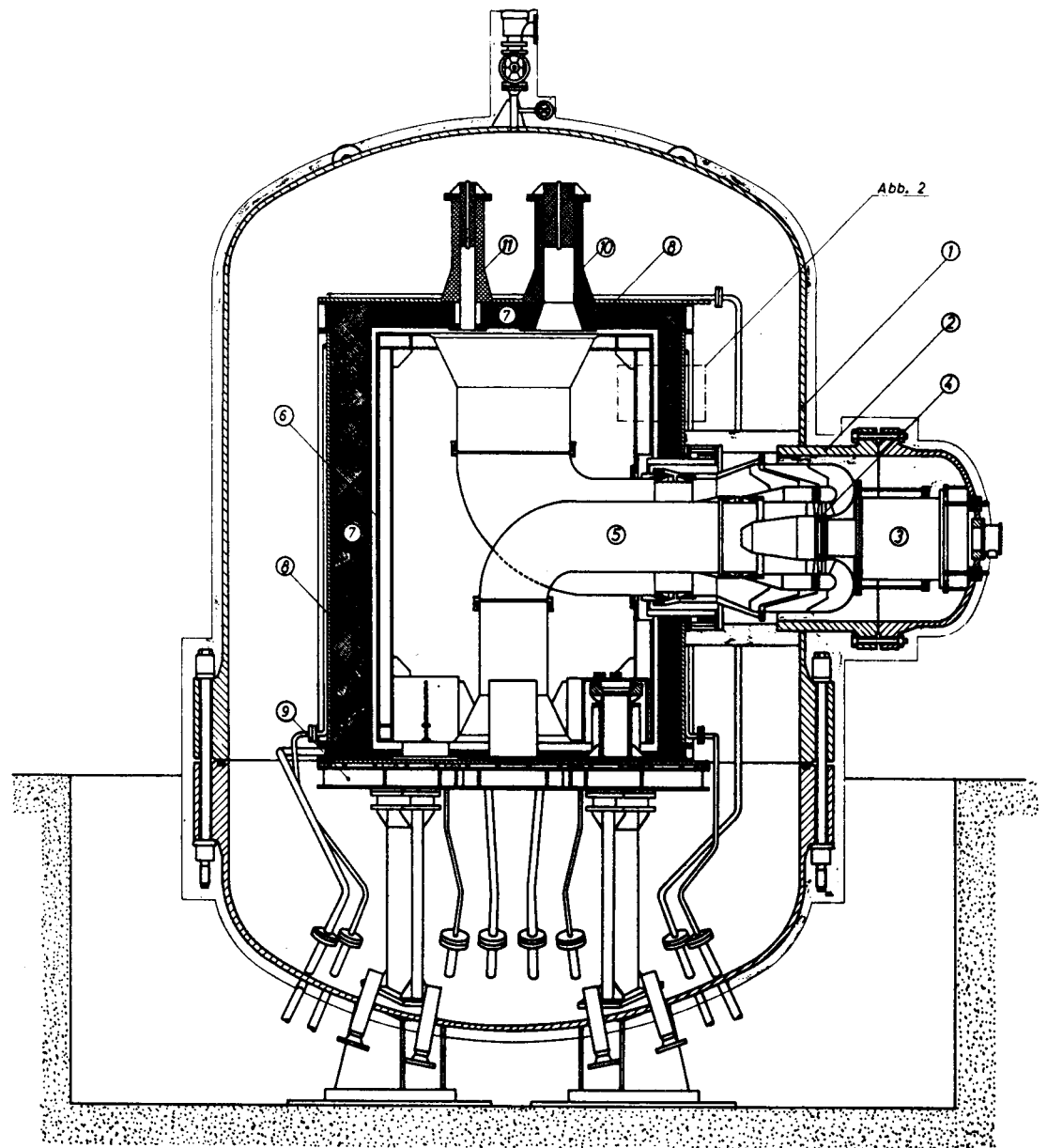


Abb. 1 Versuchsanlage F I G A R O
Druckbehälter und innere Einbauten

- (1) Druckbehälter
- (2) Gebläsestutzen
- (3) Gebläsemotor
- (4) Leitkanal
- (5) Innere Gasleitung
- (6) Heiße Kammer
- (7) Isolierwände
- (8) Kalte Kammer
- (9) Tragrahmen des Kammersystems
- (10) Durchführung für Ladekanal
- (11) Durchführung für Regelstab

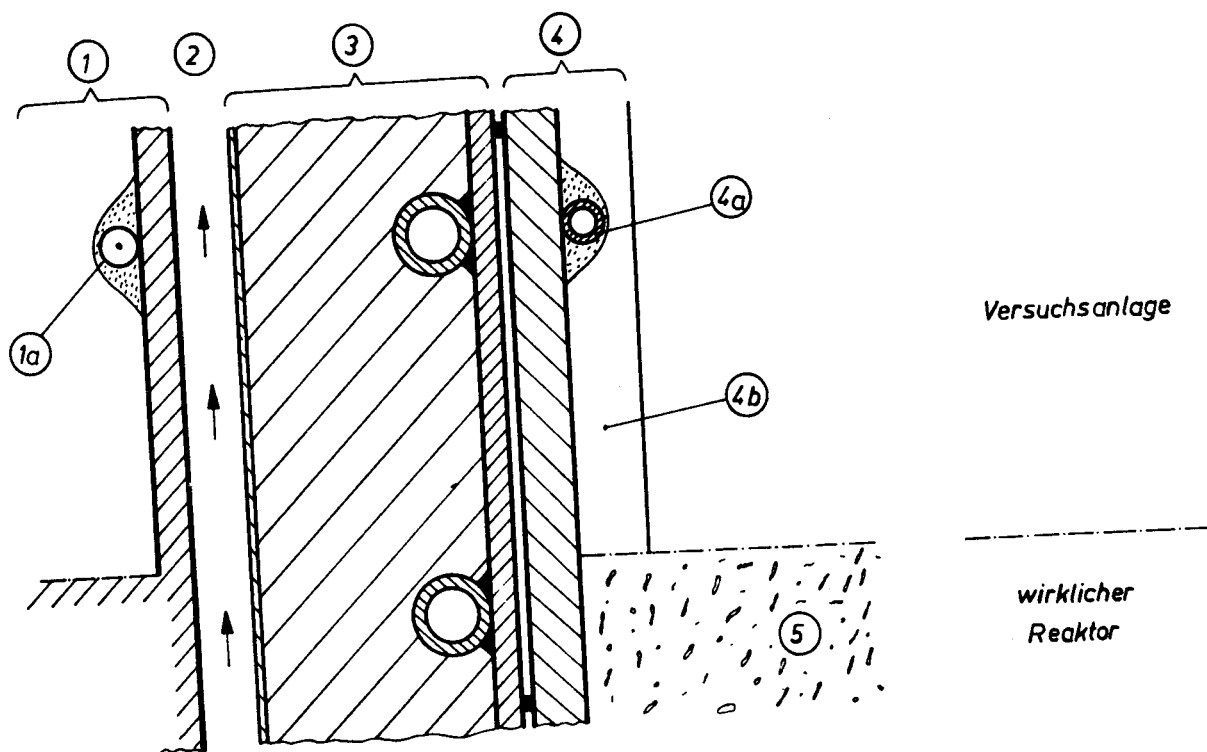


Abb. 2 Prinzipielle Anordnung der inneren Versuchseinbauten

- (1) Heiße Kammer mit Heizstab (1a)
- (2) Gasspalt
- (3) Isolierwand mit Kühlsystem
- (4) Kalte Kammer mit Kühlsystem (4a) und Isolierung (4b)
- (5) Spannbeton

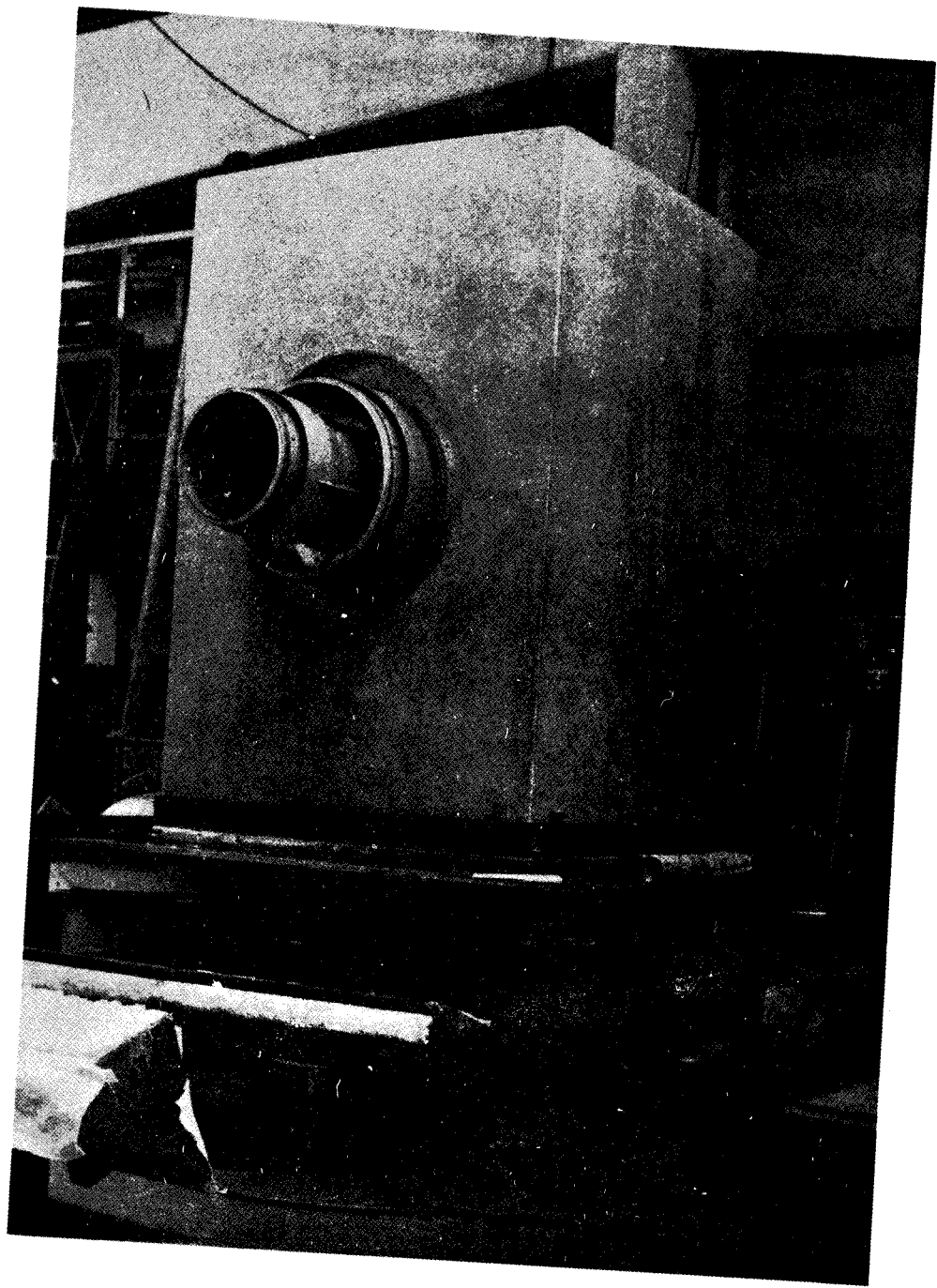


Abb. 3 Heisse Kammer mit Durchtritt der inneren Gasleitung

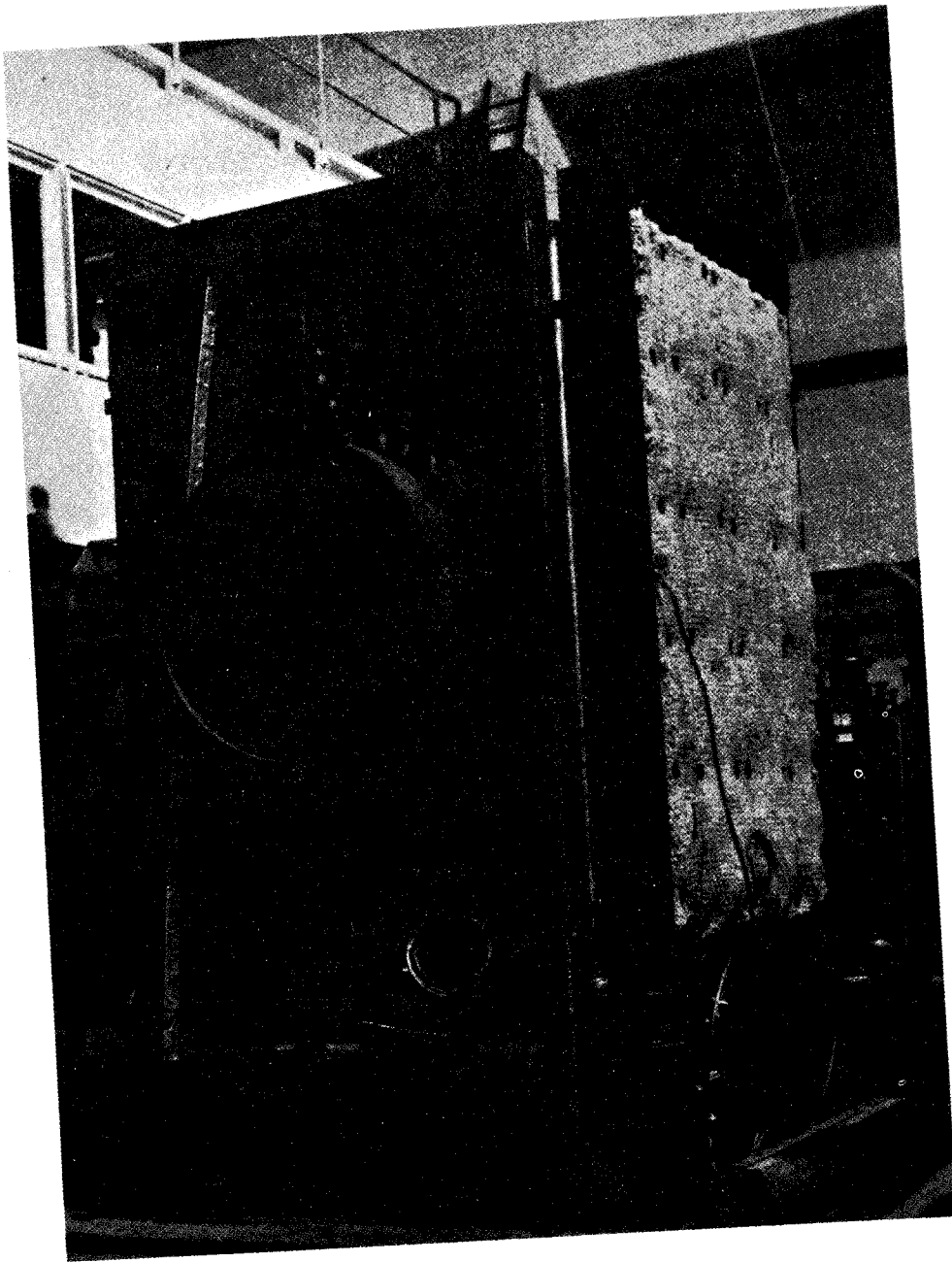


Abb. 4 Das Kammersystem während des Zusammenbaues



Abb. 5 Einbau des Kammersystems in den Druckbehälter



Abb. 6 Die inneren Versuchseinbauten, montiert im Unterteil des Druckbehalters



Abb. 7 Der Druckbehälter wird verschlossen

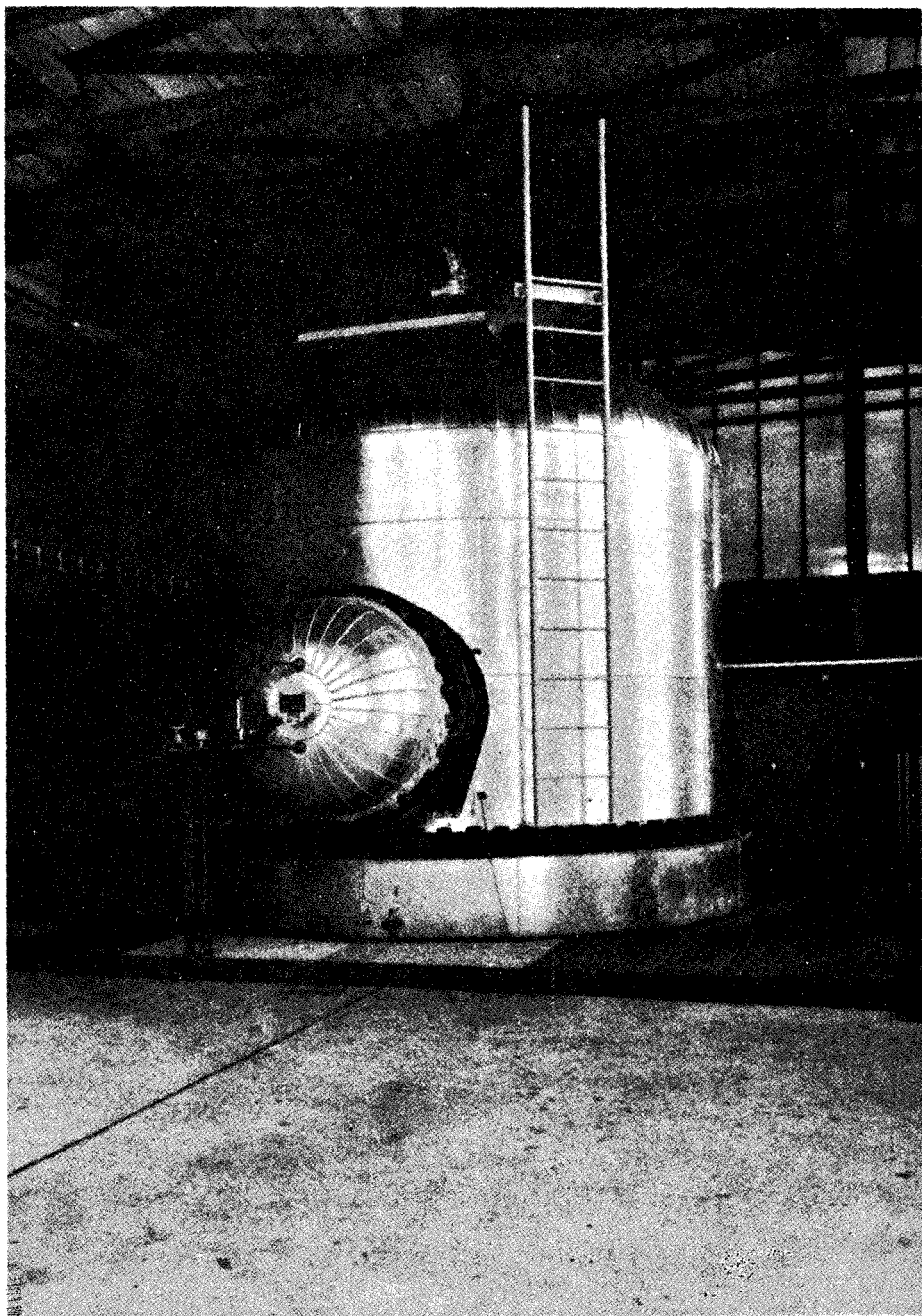
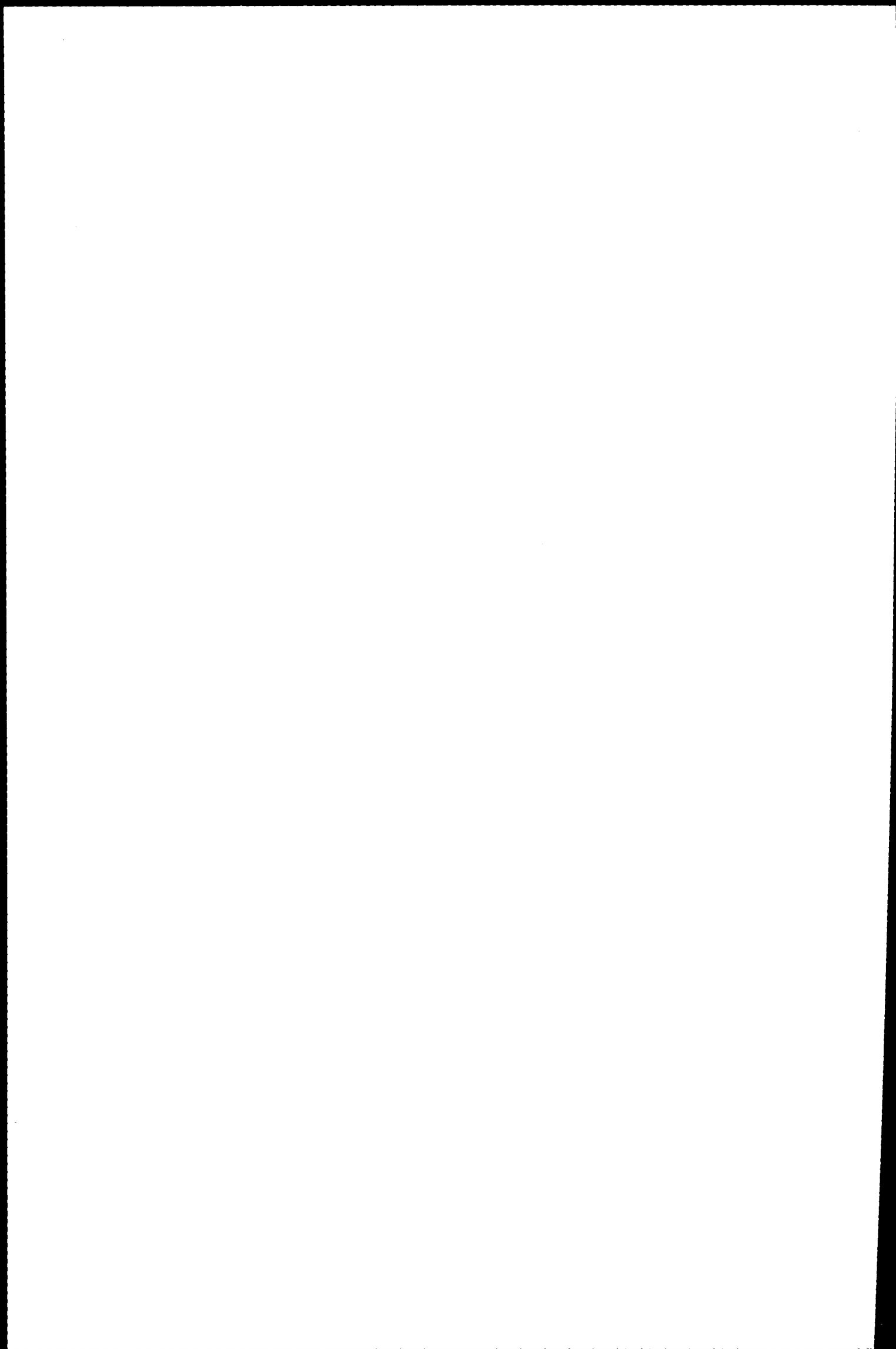


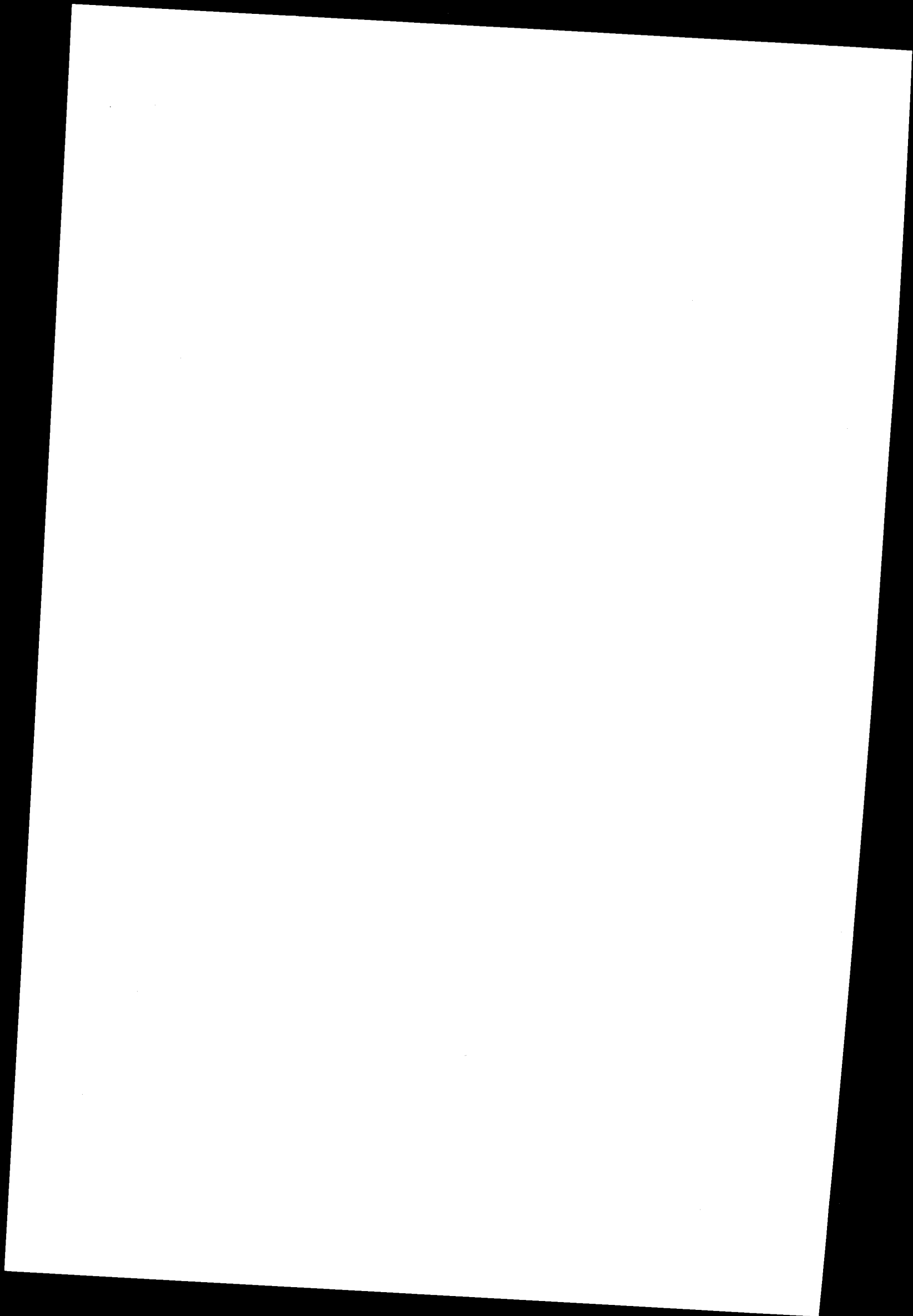
Abb. 8 Die Versuchsanlage während der Durchführung der Messungen



ISOLATION DES CAISSONS DE REACTEURS
AU MOYEN DE STRUCTURES NIDS D'ABEILLES EN ACIER INOXYDABLE

J. DUPONT

Sud-Aviation, Suresnes



Programme expérimental

Il a pour but de dégager l'influence des principaux paramètres physiques et géométriques et déduire des lois reliant ces paramètres au flux de convection.

On a utilisé des éprouvettes cylindriques \varnothing 230 mm en alliage léger collé et en stratifié, de mailles standards \varnothing 6,35 et 9,52 mm.

L'interprétation physique de ces essais a permis de tracer des courbes reliant les nombres de Nusselt aux nombres de Grashof, puis à remonter, par le calcul, à la définition des caractéristiques géométriques des structures thermiquement valables.

Selection

Compte tenu des impératifs de fabrication et de montage conduisant au prix de revient minimum on a sélectionné :

1er cas

Ecoulement de la chaleur parallèlement à l'axe des mailles :

- 7 panneaux de 14 mm d'épaisseur, diamètre des mailles \varnothing 7 mm (voir fig. 4)

2ème cas

Ecoulement de la chaleur perpendiculairement à l'axe des mailles :

- 12 mailles \varnothing 8 mm en série (voir fig. 4)

Essais de confirmation

Les structures proposées diffèrent des éprouvettes testées précédemment. Des essais de confirmation sont donc nécessaires. Ceux-ci font l'objet d'un second contrat d'études qui permettra de tester, dans une installation de grandes dimensions, (bidon B50 de E.D.F.) des éprouvettes en acier inoxydable de mailles standards encadrant au plus près les mailles théoriques de 7 et 8 mm.

1er cas

Ecoulement de la chaleur parallèlement à l'axe des cellules : on teste simultanément les 2 structures suivantes :

- a) 7 panneaux - diamètre des mailles \emptyset 6,35 mm
 - hauteur des panneaux $h = 14$ mm
 - épaisseur clinquant 50μ
- b) 8 panneaux - diamètre des mailles \emptyset 9,52 mm
 - hauteur des panneaux $h = 19$ mm
 - épaisseur clinquant 50μ

Chaque panneau est équipé d'une peau en acier inox de 0,5 mm d'épaisseur brasée sur ses 2 faces.

2ème cas

Ecoulement de la chaleur perpendiculairement à l'axe des cellules. On teste simultanément les 2 structures suivantes :

- 1 structure composée de 11 mailles \emptyset 6,35 mm
- 1 structure composée de 12 mailles \emptyset 9,52 mm

Ces essais sont en cours de préparation.

ISOLATION DES CAISSONS EN BETON AU MOYEN DE STRUCTURES NIDS D'ABEILLES
EN ACIER INOXYDABLE

I - GENERALITES - INTRODUCTION

Les structures "Nids d'abeilles" en acier inoxydable soudé, caractérisées par :

- leur nature alvéolaire
- leur grande résistance mécanique
- leur légèreté ($\rho \ll 100 \text{ kg/m}^3$)
- leur propreté due à l'utilisation exclusive d'un métal noble.
- leur facilité de mise en forme et d'usinage selon les procédés classiques ...

en font un matériau qui paraît à priori, bien adapté pour calorifuger les caissons en béton des réacteurs intégrés des filières à gaz. Cette simple constatation nous a conduit à proposer à la commission d'Euratom un contrat de recherche destiné à étudier et définir dans quelles conditions cette utilisation particulière pouvait être réalisée correctement. On partait donc d'une structure réunissant toutes les qualités requises pour un usage déterminé - ici l'isolation thermique des caissons - et l'on se proposait d'en définir d'abord les caractéristiques géométriques optimales pour un cas particulier donné - le réacteur E.D.F.3 - puis ensuite sa mise en oeuvre tant sur les parties courantes du caisson qu'aux points singuliers.

La recherche des caractéristiques optimales a constitué la première phase de nos études, elle est actuellement terminée. Il reste aujourd'hui à procéder aux indispensables essais de confirmation à grande échelle. Cette dernière fait l'objet d'un second contrat signé en avril 1967 mais suspendu depuis le mois de juin pour des raisons budgétaires.

.../...

Avant d'examiner les résultats acquis, il nous semble nécessaire de revenir en arrière pour bien montrer que nous avons cherché à utiliser une structure industrielle développée antérieurement pour les besoins de l'aéronautique mais qui, au départ, présentait de par sa conception même la plupart des caractéristiques et qualités demandées pour satisfaire le problème de l'isolation thermique des caissons des réacteurs à gaz. En cela nous avons suivi une voie opposée à celle plus largement adoptée par ailleurs et qui consiste à définir une structure nouvelle à partir d'une idée originale, puis la développer - voire la modifier - peu à peu jusqu'à ce que soit atteint le résultat demandé.

D'une façon générale (voir fig. 1) le Nid d'abeille inox est constitué par des feuilles métalliques très minces, convenablement plissées et soudées de façon à délimiter des prismes à bases sensiblement hexagonales. Pour fixer les idées des dimensions on donne ci-dessous les cotes standards les plus courantes :

- épaisseur du clinquant : $a = 25\mu$; 50μ ; 75μ
- mailles $\emptyset = 4,25 \text{ mm}$; $6,35$; $9,52$; $12,7 \text{ mm}$

On obtient ainsi des alvéoles isolées les unes des autres mais dont les dimensions sont beaucoup plus grandes que celles rencontrées dans toutes les structures isolantes classiques.

Placées contre les parois du caisson, les cellules se remplissent de gaz et transmettent la chaleur

- par les parois métalliques : par conduction et rayonnement
- par le gaz enfermé dans les alvéoles : par conduction, rayonnement et surtout convection naturelle.

Il est donc normal de penser que les conditions d'un bon isolement ne seront obtenues que si :

- 1) La surface totale de métal reste faible, ce qui exclut à priori les mailles de petit diamètre et les clinquants épais.
- 2) Le régime d'écoulement du gaz dans les cellules reste laminaire, même dans les cas les plus défavorables.

.../...

Cette dernière condition est satisfaite par un choix convenable des caractéristiques géométriques et thermiques des cellules, donc en définitive, par un dessin et une mise en oeuvre bien déterminée de la structure.

2 - MISE EN OEUVRE DES STRUCTURES

L'examen d'un panneau "Nid d'abeilles" montre que celui-ci peut être utilisé de deux manières (voir fig. 2)

1er cas

Les cellules sont orientées parallèlement à la direction du flux de chaleur : Q_1 sur la fig. 2. Du point de vue mécanique, c'est certainement la meilleure façon d'utiliser la structure car on oppose, aux variations de pressions, des résistances à l'écrasement et à la flexion très élevées ; les risques de déformation dans le temps sont ainsi exclus. En outre dans cette solution, les panneaux élémentaires sont faciles à accrocher et ne posent pas de problèmes particuliers d'usinage.

Du point de vue thermique, cette disposition conduit à des cellules caractérisées par des rapports hauteur sur épaisseur $\frac{1}{d}$ inférieurs à l'unité, cellules pour lesquelles il n'existe pratiquement pas de résultats d'essais publiés et utilisables, contrairement à ce qui se passe dans le cas des cellules beaucoup plus hautes qu'épaisses ($\frac{1}{d} \gg 1$)

2ème cas

Les cellules sont orientées perpendiculairement à la direction du flux de chaleur : Q_2 sur la figure 2.

Mécaniquement, cette solution est beaucoup moins favorable que la précédente. La structure n'offrant aucune résistance dans cette direction les cellules risquent de s'écraser et se déformer lors des variations rapides de pression. De plus, l'accrochage sur le béton des panneaux élémentaires est plus complexe ainsi que les éventuels usinages et mises en forme au droit des points singuliers.

Du point de vue thermique, cette disposition conduit à des cellules caractérisées par des rapports hauteur sur épaisseur ($\frac{1}{d}$) sensiblement égaux à 1, cellules qui peuvent être étudiées théoriquement au moyen des formules et courbes présentées par divers auteurs. Une réserve, qui serait également valable pour le cas précédent, doit cependant être faite quant à l'utilisation directe de ces résultats. En effet, tous les auteurs ont utilisé des cellules expérimentales constituées de deux parois isothermes fermées par 4 parois adiabatiques.

.../...

Chez nous, les cellules sont séparées par 6 parois métalliques ; il n'est donc plus question de considérer des parois adiabatiques, chaque cellule échange de la chaleur avec les 6 cellules voisines.

Les conditions aux limites étant différentes pour les deux types de cellules il semble naturel d'aboutir à des résultats également différents. On peut donc se demander jusqu'où sont valables les relations bien connues de Jacob, Mac Adams, De Graaf et Van der Held ...

Programme expérimental

Le programme expérimental avait pour but de dégager l'influence des principaux paramètres géométriques et physiques, d'en déduire des lois simplifiées reliant ces paramètres aux flux de chaleur et préparer une méthode de calcul permettant de définir les caractéristiques optimales d'une structure isolante répondant à un problème particulier, le modèle choisi étant un réacteur de type E.D.F.3.

La nature de l'écoulement du gaz dans des cellules fermées ne dépendant en première approximation, que des conditions géométriques et thermiques rencontrées par le fluide, les essais ont pu être effectués avec des éprouvettes découpées dans des blocs standards \varnothing 9,52 et 6,35 mm en alliage léger collé et en matériaux stratifiés collés, largement disponibles et économiques.

Les éprouvettes avaient la forme de galettes de 230 mm de diamètre, elles étaient placées entre une plaque chauffante \varnothing 150 mm entourée d'un anneau de garde destiné à compenser les fuites radiales et une plaque refroidie par un circuit d'eau. Cet ensemble, convenablement équipé de thermocouples \varnothing 2/10, collés ou soudés sur les parois métalliques de la structure était placé dans un caisson rempli de CO₂.

Dans la solution : axe des cellules orienté parallèlement à la direction du flux de chaleur on a étudié 5 éprouvettes.

- en mailles \varnothing = 9,52 mm :

- 1 éprouvette de 50 mm de hauteur
- 1 éprouvette de 100 mm de hauteur
- 1 éprouvette de 20 mm de hauteur
- 1 éprouvette composée de 2 galettes de 50 mm décalées d'une demi maille.

- en mailles \varnothing 6,35 mm

- 1 éprouvette de 100 mm

Dans la solution : axe des cellules perpendiculaire à la direction du flux de chaleur on n'a essayé qu'une seule éprouvette composée de six cellules \varnothing 9,52 mm, en série.

.../...

Les essais ont été faits à des pressions variant de 1 à 40 bars, en position d'écoulement de la chaleur horizontale et verticale de haut en bas. La température maximale de la plaque chaude était fixée à 200°C.

RESULTATS

La durée de l'exposé ne permet pas de rentrer dans le détail des 89 essais thermiques que nous avons effectués ; (voir les compte rendus d'avancement) nous nous bornerons donc, ici, à présenter les principaux résultats globaux qu'on a pu en tirer :

- A 1 bar, en écoulement de la chaleur horizontalement (c'est-à-dire plaques chaude et froide verticales) ainsi qu'à toutes pressions en écoulement de la chaleur verticalement de haut en bas (c'est-à-dire plaques chaude et froide horizontales, plaque chaude en haut) il n'y a pas d'échanges par convection. Les échanges de chaleur par rayonnement sont plus importants que les échanges par conduction dans le gaz et ceci d'autant plus que la pression croît.
- Dans le cas des essais avec écoulement horizontal de la chaleur, les échanges par convection sont déjà très importants à 5 bars et croissent rapidement avec la pression.

L'interprétation quantitative de ces résultats est intéressante car elle va nous permettre de remonter à l'étude du flux de convection et de là à la définition géométrique des structures thermiquement valables.

Dans la présentation du programme expérimental nous avons parlé d'un essai effectué avec 2 galettes de 50 mm de hauteur en \varnothing 9,52 mm placées bout à bout, sans plaque intermédiaire, mais décalées d'une demi-maille. Cet essai avait pour but de rechercher si le croisement des courants chauds et froids au droit de la jonction n'entraînerait pas une réduction du flux de convection.

En fait on a observé un résultat opposé, le flux de fuite ayant été supérieur à celui obtenu avec une éprouvette continue de 100 mm de hauteur, même diamètre de maille.

Nous pouvons maintenant aborder l'étude quantitative de nos résultats expérimentaux.

.../...

Si on retranche du flux mesuré à la pression P le flux obtenu en position d'écoulement vertical de haut en bas, on obtient, en première approximation, le flux de convection seul $q_h \text{ conv}$, ainsi que la conductibilité thermique équivalente limitée à la convection λ_e tel que

$$q_h \text{ conv} = \frac{\lambda_e \cdot \Delta T}{d}$$

ΔT = Ecart de température entre les faces chaude et froide de la cellule

d = Distance entre ces faces.

En nous inspirant des travaux antérieurs sur l'étude de la convection naturelle dans les espaces clos, on a tracé les variations des 2 nombres de Nusselt correspondants: Nu_d et Nu_l ,

d = distance entre les faces chaude et froide de la cellule

l = hauteur de la cellule

en fonction des 2 nombres de Grashof Gr_d et Gr_l

On rappelle les relations utilisées

$$Nu_d = \frac{\lambda_e}{\lambda_{co}}$$

$$Nu_l = \frac{\lambda_e}{\lambda_{co}} \cdot \frac{l}{d}$$

$$Gr_d = \frac{l^3 g \beta}{\mu^2} \cdot \Delta T$$

$$Gr_l = \frac{l^3 g \beta}{\mu^2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \Delta T$$

ρ = masse spécifique du gaz

g = accélération de la pesanteur

β = coefficient de dilatation à pression constante

μ = viscosité dynamique

Par suite des conditions géométriques très différentes mises en jeu, selon que l'on considère l'un ou l'autre cas d'orientation présenté précédemment (voir fig. 2), les deux solutions doivent être traitées séparément.

1er cas

Orientation des cellules parallèlement à la direction du flux de chaleur : Q_1 sur la figure 2.

$$\text{ici } \frac{l}{d} < 1$$

.../...

L'étude des deux graphiques

$$Nu_d = f (Gr_d)$$

$$Nu_1 = f (Gr_1)$$

permet de tirer les conclusions suivantes :

- les variations de Nu_1 en fonction de Gr_1 ne semblent pas influencées par le facteur $\frac{1}{d}$
- les variations de Nu_d en fonction de Gr_d dépendent nettement du facteur $\frac{1}{d}$. Pour le même nombre de Grashof, Nu_d est d'autant plus faible que $\frac{1}{d}$ est petit. On voit donc l'intérêt réduire ce facteur.

Ces résultats vont nous permettre de calculer les caractéristiques géométriques des structures thermiquement valables pour le problème posé : isolation d'un caisson type EDF.3.

H étant pris comme paramètre fixe, le gradient total de température dans la structure ainsi que le flux de fuite autorisé q_h étant imposés par le projet étudié, on estime un flux de convection q_{hconv} et on calcule le coefficient moyen de conductibilité thermique $\overline{\lambda}_e$ pour toutes les cellules

$$q_{hconv} = \frac{\overline{\lambda}_e \Delta T_e}{H}$$

$$\text{et } \overline{Nu_d} = \frac{\overline{\lambda}_e}{\lambda_{co}^2}$$

si on prend ensuite la quantité $\frac{1}{d}$ comme paramètre variable (de 0,5 à 0,01) on peut calculer Nu_1

$$\overline{Nu_1} = \overline{Nu_d} \frac{1}{d}$$

puis $\overline{Gr_1}$ en utilisant la courbe des variations de $Nu_1 = f(Gr_1)$ qui, ainsi que nous l'avons vu précédemment, ne dépend pas de $\frac{1}{d}$.

.../...

$\overline{G_{R1}}$ étant connu on peut calculer G_{Rd} par la relation

$$G_{Rd} = 2 G_{R1} \left(\frac{d}{l}\right)^3$$

or, pour chacune des n cellules en série

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T}{n}$$

$$\eta = \frac{4}{d}$$

En reportant ces 2 relations dans l'expression de $\overline{G_{Rd}}$ on obtient une formule du type

$$G_{Rd} = c d^4$$

ce qui permet, G_{Rd} étant connu, de calculer d puis l. On recommence le même calcul pour différentes valeurs de H.

Cette méthode permet de définir toute une série de structures isolantes satisfaisants le problème posé. Les résultats obtenus sont reproduits sur la figure 3.

De tout cet ensemble, il faut choisir maintenant la structure qui conduit au prix de revient fabrication plus montage le plus bas.

Les considérations multiples entrant dans l'estimation de ce prix nous ont conduit à retenir une structure composée de 7 panneaux de 14 mm d'épaisseur avec un diamètre de maille ϕ 7 mm (fig. 4).

2ème cas

Orientation des cellules perpendiculairement à la direction du flux de chaleur (Q_2 sur le graphique 2).

Dans cette configuration le rapport $\frac{l}{d}$ est voisin de 1.

On peut donc admettre

$$Nu_d = Nu_l$$

$$G_{Rd} = G_{Rl}$$

.../...

Dans une représentation bilogarithmique, les variations de nombre de Nusselt en fonction du Grashof se répartissent autour d'une droite qui se situe au dessus de la courbe classique de De Graaf et Van der Held (facteur 1,5 à 2). Il faut voir, dans cette augmentation importante du coefficient d'échange, l'influence de l'interaction mutuelle des cellules et peut être aussi celle du rayonnement.

En suivant une méthode de calcul identique à celle exposée précédemment, on est conduit à sélectionner, pour un réacteur de type EDF.3, une structure composée de 12 mailles \varnothing 8 mm.

3 - ESSAIS DE CONFIRMATION

Les deux types de structures isolantes, sélectionnées pour un projet de type EDF.3, diffèrent fortement des éprouvettes d'essais qui ont été définies précédemment. Il est donc indispensable de procéder à des essais de confirmation pour :

- 1) vérifier les performances des structures proposées
- 2) corriger les éventuelles lacunes introduites dans l'interprétation théorique sur laquelle repose toutes les bases du calcul.
- 3) étudier dans quelles mesures on pourrait utiliser les mailles standards \varnothing 6,35 et 9,52 mm qui encadrent au plus près les deux diamètres calculés (\varnothing 7 mm et \varnothing 8 mm)

Des tests nous ayant montré que le matériel expérimental utilisé dans la 1ère phase n'était plus compatible avec les caractéristiques des nouvelles éprouvettes nécessaires à l'exécution de ce programme (conductibilité apparente trop élevée, rapport hauteur sur diamètre trop grand) il a été décidé, dans le cadre d'un second contrat signé en avril 1967, de procéder directement à des essais sur une grande installation existant dans la communauté et spécialement conçue pour ce travail. Le choix s'est porté sur le bidon B 50 de l'EDF qui permet de tester simultanément deux structures différentes ayant des dimensions voisines de 0,8 m x 2 m.

Programme expérimental

Le programme relatif à cette nouvelle étude a été conçu pour répondre aux 3 objectifs rappelés ci-dessus; il doit donc sortir du cadre de la simple vérification des performances d'une structure particulière.

.../...

Comme précédemment (1er contrat) on étudie les structures dans les deux versions possibles : écoulement de la chaleur parallèlement et perpendiculairement à l'axe des cellules, et on utilise des structures standards mais cette fois-ci en acier inoxydable, soit : (voir fig. 4)

1er cas

Écoulement de la chaleur parallèlement à l'axe des cellules.

- 1 structure composée de 7 panneaux de Nids d'abeilles inox
 - diamètre des mailles \varnothing 6,35 mm
 - épaisseur des panneaux : 14,3 mm
 - épaisseur du clinquant : 50 μ
- 1 structure composée de 8 panneaux
 - diamètre des mailles \varnothing 9,52 mm
 - épaisseur des panneaux \varnothing 19 mm
 - épaisseur du clinquant : 50 μ

Chaque panneau est équipé d'une peau en acier inox de 0,5 mm d'épaisseur brasée sur ses deux faces. Les deux structures sont testées simultanément dans le caisson B 50.

2ème cas

Écoulement de la chaleur perpendiculairement à l'axe des cellules.

On teste simultanément :

- 1 structure composée de 11 mailles \varnothing 6,35 mm
- 1 structure composée de 12 mailles \varnothing 9,52 mm

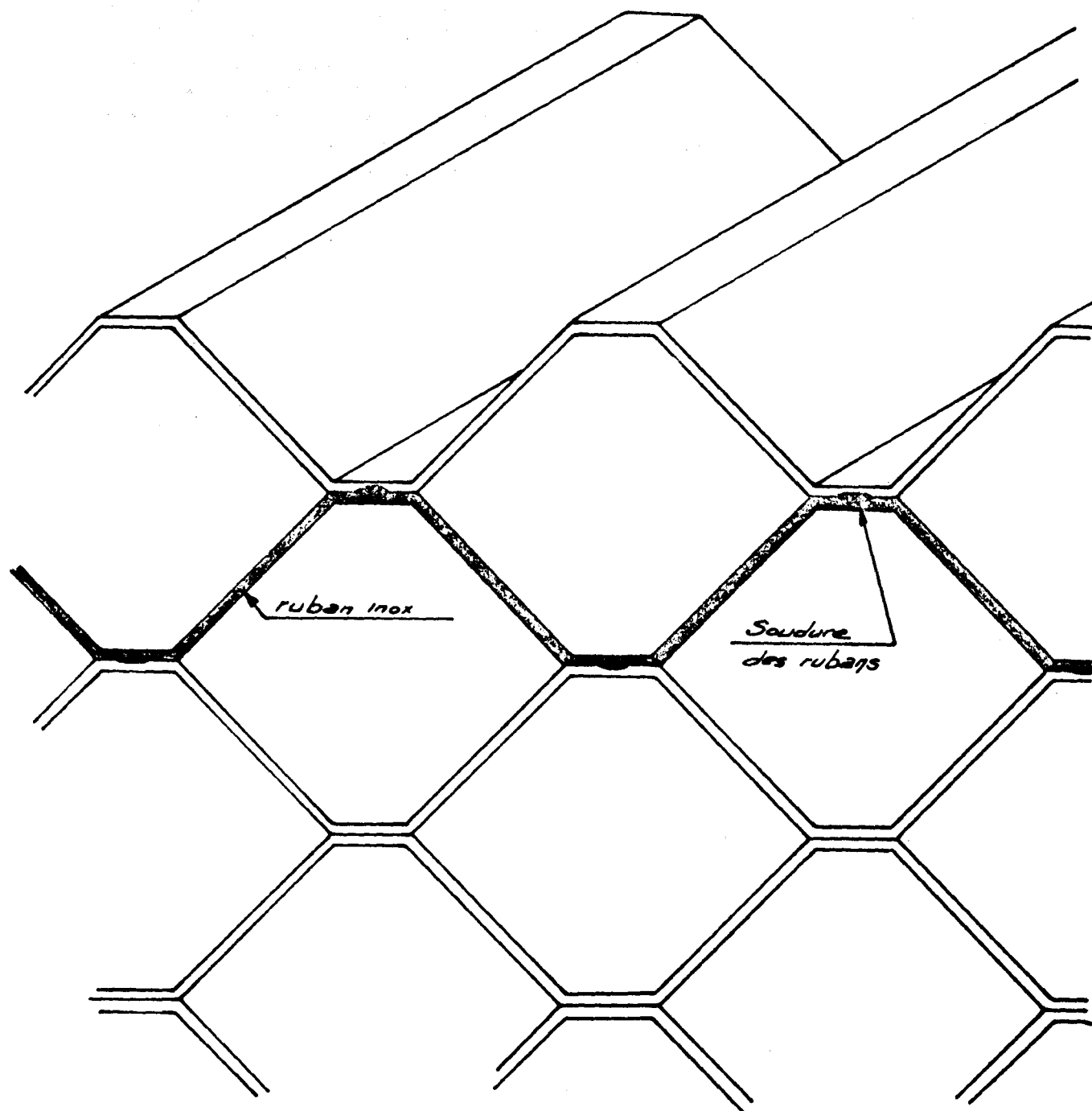
Les essais se feront aux pressions de 1 et 40 bars pour différents ΔT entre plaques chaude et froide, le bidon étant soit vertical soit horizontal.

.../...

4 - CONCLUSIONS

Actuellement les éprouvettes sont prêtes mais les essais restent en attente, le contrat étant suspendu depuis le mois de juin. Nous ne pourrions donc pas donner ici les conclusions définitives quant à l'utilisation des structures "Nids d'abeilles" pour l'isolation thermique des caissons. Cependant il nous faut indiquer que les quelques essais de confirmation, effectués en utilisant le conductimètre existant à S.A. avec des éprouvettes en stratifié ayant exactement les géométries envisagées pour les essais dans le B 50, ont donné des résultats qualitatifs très satisfaisants et encourageants pour la suite.

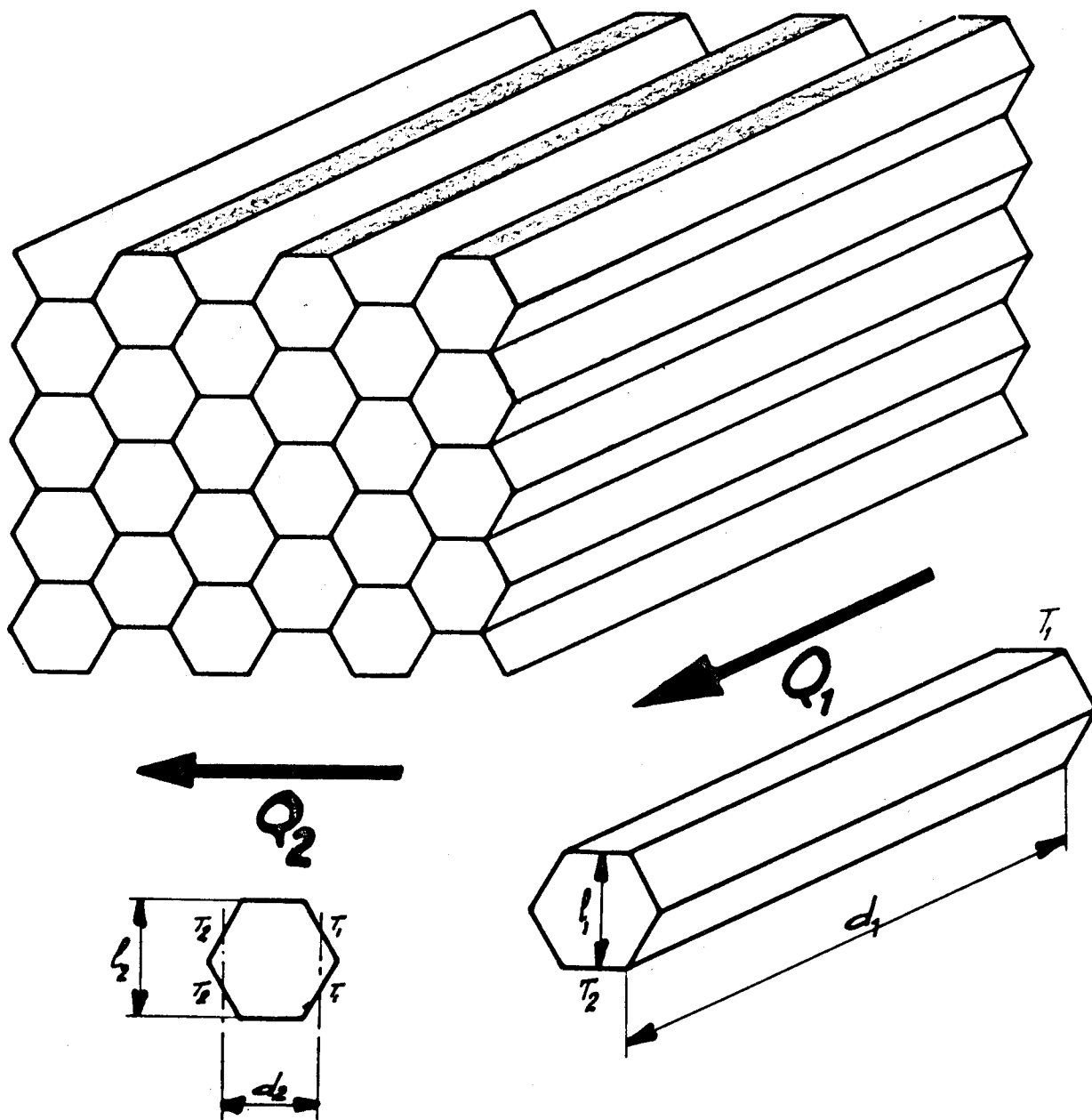
fig 1



Nids d'abeilles inox Standard

Fig 2

Principe de l'isolation thermique par structures "Nids d'abeilles"



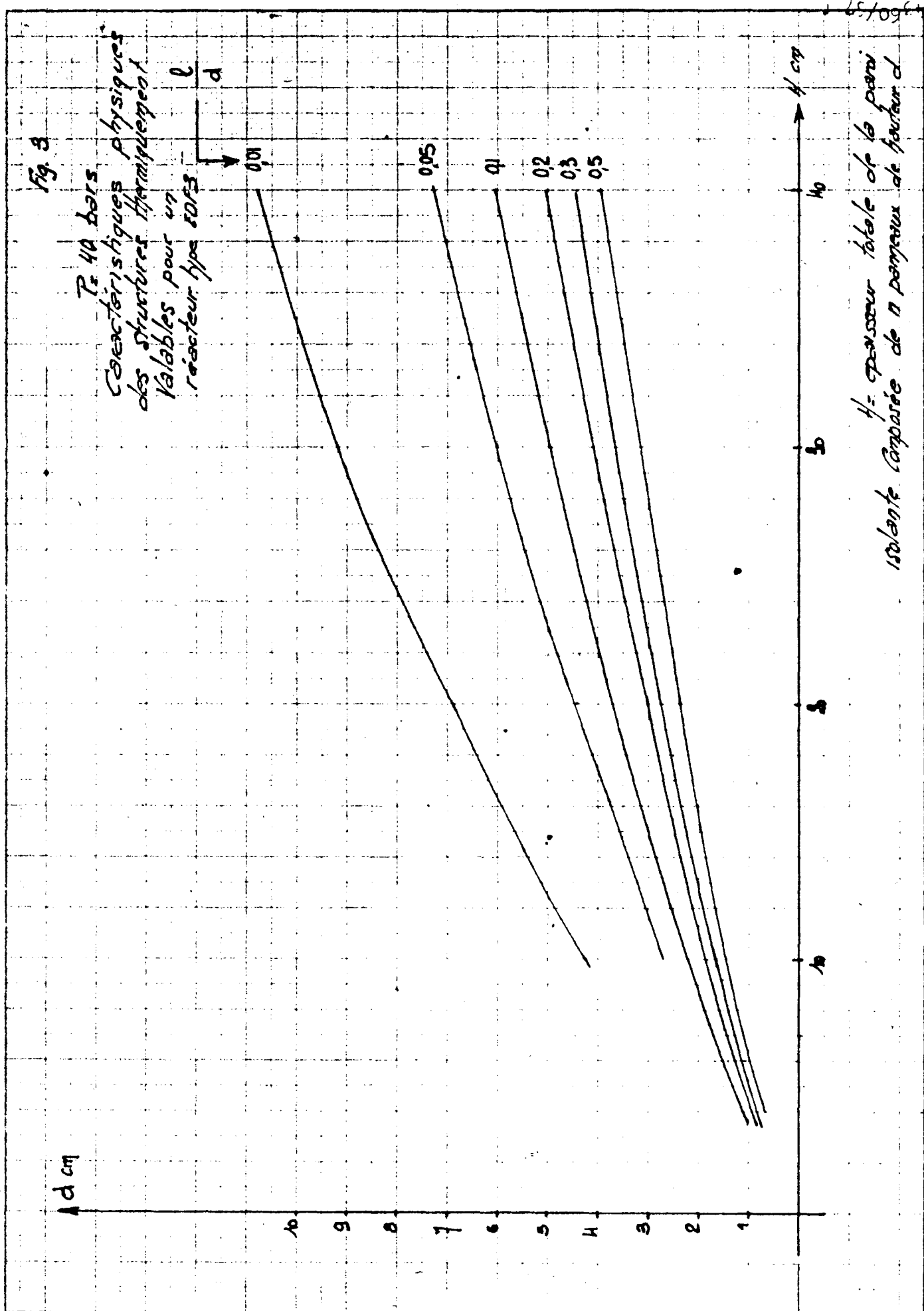
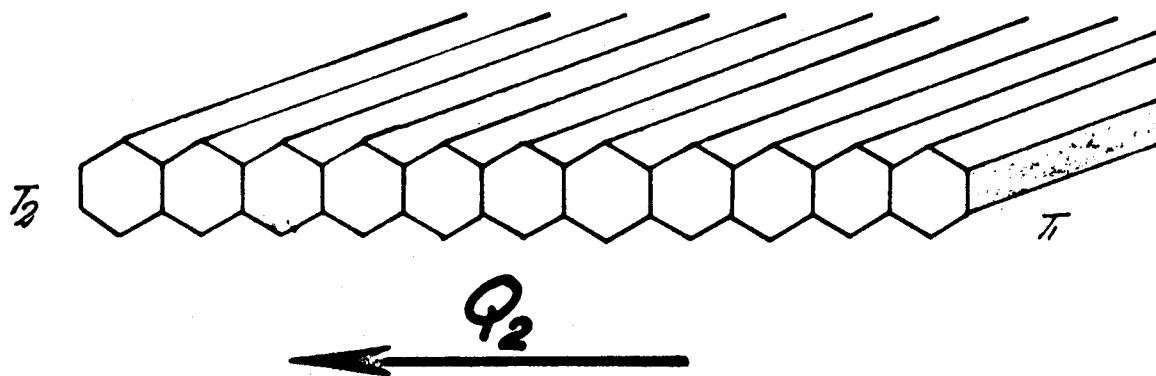
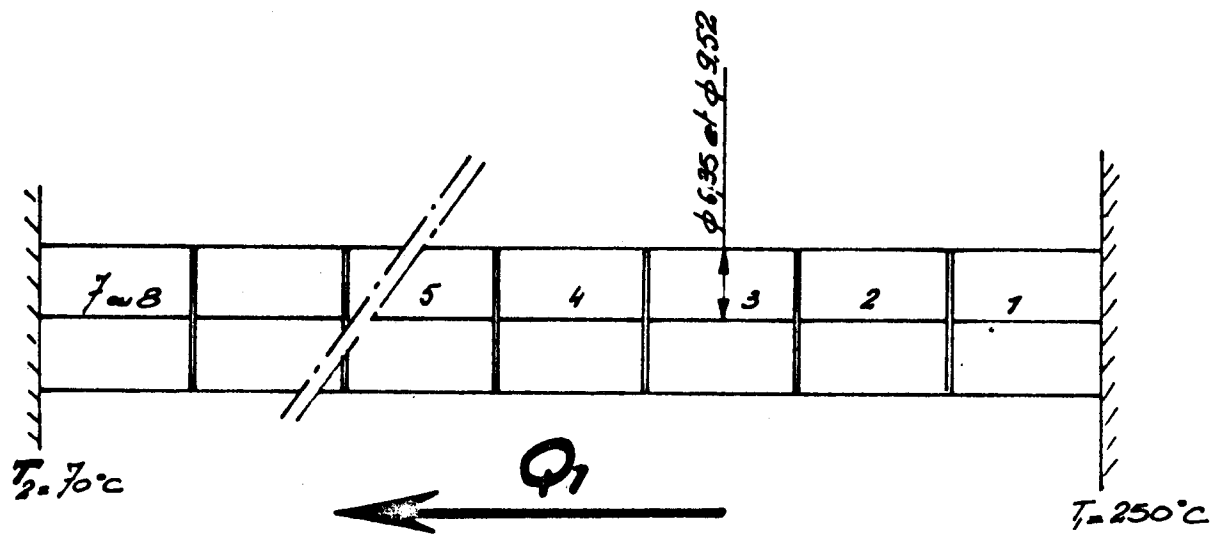
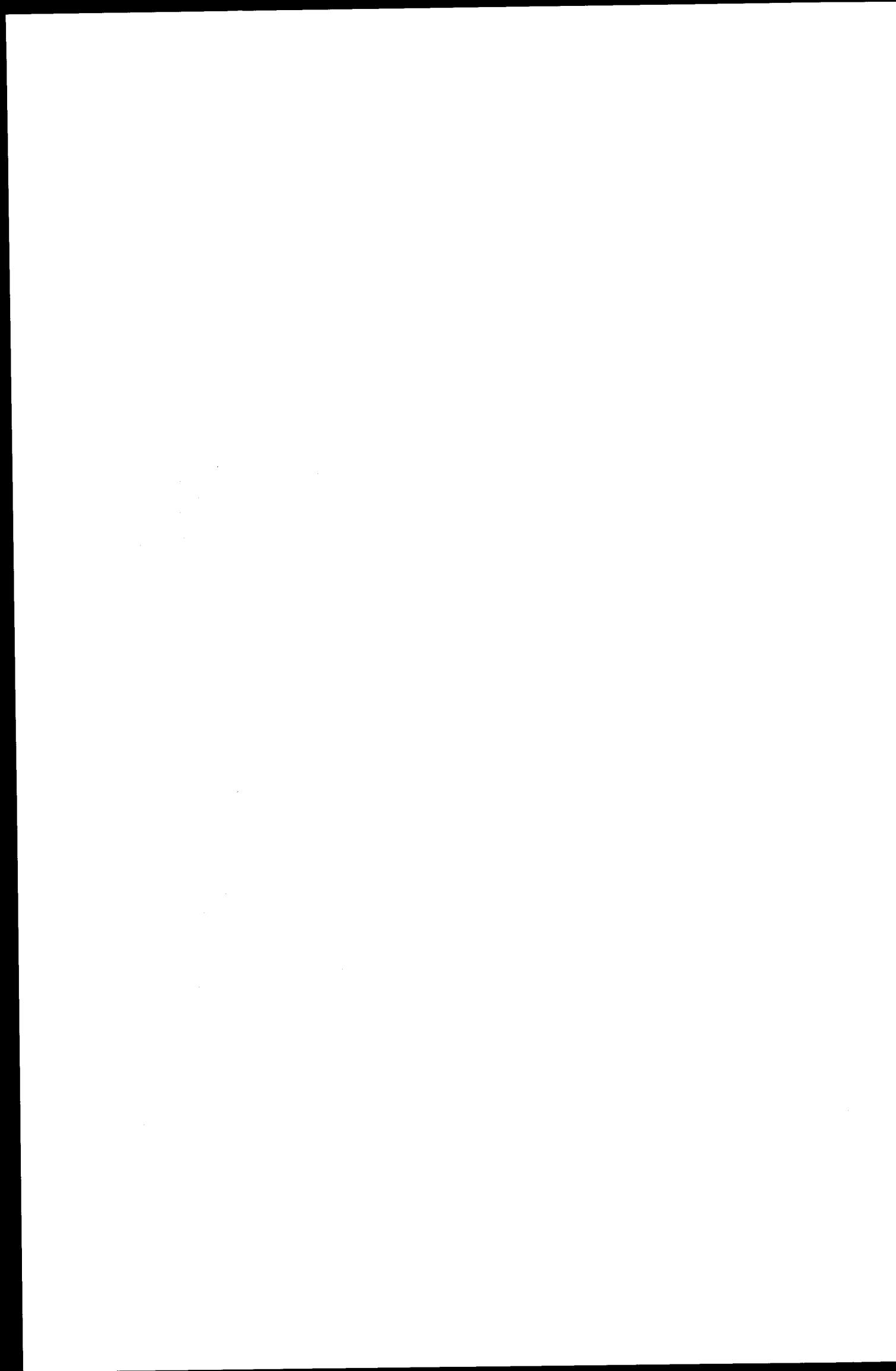


fig 4





Discussion - Diskussion - Discussione - No 6

M. Terpstra : Il faut peut-être que je précise devant l'audience que la suppression par Euratom d'une prolongation du contrat avec Sud-Aviation est due exclusivement aux difficultés budgétaires d'Euratom. J'espère vivement pour vous, M. Dupont, que ces difficultés se développeront favorablement et que les études puissent être reprises rapidement.

M. Knirsch : Ich habe einige Fragen an Herrn Fréour betreffend das von ihm geschilderte Kühlungs- und Isolierungssystem. Der erste Teil **dieser Fragen bezieht sich auf die Sicherheitstechnik und zwar ist** die Frage, ob man die Wasserkühlung schon ganz verlassen hat mit Rücksicht auf die Sicherheitsrisiken, die darin bestehen, dass man eine grosse Anzahl **von wasserführenden geschweißten Rohren im Innern des** Primärsystems hat. Wenn ich recht verstanden habe, war dies ja einer der Gründe, weshalb man auf die Gaskühlung übergegangen ist.

Zu dieser Gaskühlung hätte ich noch die Frage, ob das Kühlgas, das in die Rohren geführt wird, einen eigenen geschlossenen Kreislauf bilden soll, der ein By-pass-Strom des im Inneren des Reaktors verwendeten **Kühlgases** wäre. In beiden Fällen würde mich interessieren, wie man im Falle von Druckabsenkungen im Behälter die Druckgleichheit zwischen Kühlsystem und Behälter aufrechterhält.

Der zweite Teil der Fragen bezieht sich auf einen Punkt, der auch von Herrn Terpstra in der Einleitung erwähnt wurde, nämlich die Frage der Wirtschaftlichkeit. Ich habe keinen Zweifel daran, dass das von Herrn Fréour geschilderte System ein technisch mögliches Isolier- und Kühlsystem für die Druckbehälter gasgekühlter Reaktoren sein wird. Ich habe aber erheblichen Zweifel, ob es auch ein wirtschaftliches System sein wird, denn die ganze Konstruktion erscheint mir doch sehr aufwendig zu sein. Es ist nicht nur eine Metallplatte für den "Liner" vorgesehen, sondern zwei, drei bis zu vier verschiedene Metallplatten. Auch scheint mir die Ausbildung der Fugen zwischen den einzelnen Tafeln der Isolierung konstruktiv sehr aufwendig.

M. Fréour : La raison pour laquelle on est passé d'un système de refroidissement par eau à un système de refroidissement par gaz est la suivante :

les résultats des essais préliminaires ont montré que le système de protection thermique par "écrans d'eau" que nous avons prévu pour la partie courante du caisson, c'est-à-dire pour le fût, serait bon. Pour un flux relativement faible, de 1 kilowatt/m² environ, il permettrait d'avoir la peau à une température relativement basse de 50°C. Par contre, ce système a montré des difficultés pour la protection des traversées et en particulier pour les traversées de la dalle supérieure, où les mouvements de convection sont difficilement éliminables, si on ne prévoit pas un système de refroidissement qui entoure complètement les traversées. Or, un tel système, basé sur un écran d'eau, n'est pas facile à mettre en place, compte tenu de la configuration qui existe dans un réacteur de type EDF 4. L'utilisation du gaz comme fluide de refroidissement permet de mettre en place autour des pénétrations du ciel un système qui entoure complètement la partie inférieure des traversées des barres de contrôle et des puits de chargement, et nous espérons que cette solution permettra un refroidissement plus efficace que celui que nous avons obtenu par l'eau. C'est la raison essentielle pour laquelle nous sommes passés de l'eau au gaz.

En plus, il faut y ajouter que le fait d'employer du gaz présente de nombreux avantages de sécurité. En particulier le fait qu'on n'a plus d'eau à l'intérieur du réacteur et que le circuit de refroidissement n'a plus à supporter la différence de pression entre l'eau et le gaz.

Nous avons prévu un équilibrage de pression entre le gaz du circuit primaire, qui refroidit le coeur, et le gaz qui passe dans les tuyaux de refroidissement des panneaux. C'est-à-dire que s'il se produit des variations de pression à l'intérieur du réacteur, une connection est prévue entre les conduits d'alimentation de ces panneaux et l'enceinte du réacteur, de façon à ce que la pression dans les tubes de refroidissement suive les variations de pression à l'intérieur du coeur lui-même. Autrement dit, nous ne devons avoir à l'intérieur des tubes de refroidissement que la variation de pression correspondant aux pertes de charge dans un panneau qui sont de l'ordre de 100 ou 200 g/cm², c'est-à-dire une valeur relativement faible.

En ce qui concerne l'intérêt économique d'un tel panneau, il est difficile de se prononcer actuellement, puisque nous n'avons pas encore fait l'étude en vue de définir le prix. Nous sommes actuellement au démarrage de ces études et je crois qu'en l'état actuel de nos travaux, il n'est pas possible de comparer le coût de ce système d'isolation avec les autres systèmes actuellement en service ou en étude.

M. Knirsch : Eine Zusatz-Frage an Herrn Terpstra. Ist es möglich zu erfahren, welche finanziellen Mittel Euratom bisher für die Untersuchung des ganzen Komplexes Wasser- und Gaswände aufgewendet hat ?

M. Fernet : Non, ces renseignements ne sont pas disponibles. J'ai indiqué hier le montant total que Euratom a consacré dans le programme "graphite-gaz" aux problèmes d'isolation thermique d'une part et de béton précontraint d'autre part. Le montant total était de 1,65 million d'unités de compte, dont trois-cinquièmes environ à l'isolation thermique se répartissant sur un certain nombre de contrats.

M. Terpstra : Si je ne peux pas donner le montant que nous avons consacré à ces études, je peux quand même dire que, à ma connaissance, il y a peu de systèmes dans la technique qui s'amortissent aussi vite que les systèmes d'isolation thermique. Abstraction faite de toute nécessité technique, des études d'isolation même relativement coûteuses, peuvent tout de même être très bien justifiées. En ce qui concerne les préoccupations de M. Knirsch sur l'intérêt économique du système, il ne faut pas seulement considérer la construction relativement compliquée des écrans d'eau. Il faut également faire intervenir dans l'appréciation d'un tel système les possibilités de préfabrication et de contrôle en atelier, les délais de montage, l'observation des conditions de propreté nucléaire et un grand nombre d'autres aspects qui sont très difficilement traduisibles en prix.

Ce contrat comprend une phase économique qui est destinée à la solution de tous ces problèmes et cette phase va se terminer par une offre ferme, engageant les contractants pour la protection thermique d'un caisson de référence qui sera prochainement déterminé. Je crois donc qu'il y aura à la fin des études que nous prévoyons pour la mi-1968, une base très solide pour apprécier l'intérêt économique et qu'une réponse plus précise pourra alors être donnée à votre question.

M. Maserati : Vorrei chiedere al Signor Fréour, in caso di variazione di pressione nel reattore, come si comportano i pannelli, specialmente per ciò che riguarda il casing ? Ciò è se è stata fatta una valutazione del grado di sicurezza.

M. Fréour : Nous avons déjà fait des essais à différents niveaux de pression, entre 0 et 40 bars. Pour ces différents niveaux de pression, nous n'avons pas constaté des détériorations des panneaux. D'autre part, nous ferons, dans la deuxième série d'essais sur les écrans gaz, des variations de pression autour d'une pression donnée pour simuler au mieux les variations de pression que nous aurions dans un réacteur de type EDF 4. Nous avons également l'intention de faire un dégonflage complet du caisson de 40 bars jusqu'à la pression atmosphérique pour voir quelle est l'influence de ce dégonflage sur la structure calorifuge et sur le comportement des tubes de refroidissement en équilibre de pression avec le gaz du circuit primaire. Pour le moment, je ne peux rien vous dire de plus précis sur l'influence de gradients de pression sur le comportement des panneaux.

M. Arathoon : Je voudrais poser des questions à M. Dupont. Il est prévu que la structure nid d'abeille contienne le gaz en pression. Je voudrais savoir, comment cette mise en pression se fait. Dans le sens d'écoulement de chaleur Q_1 et avec la structure disposée contre un mur vertical, je pense que c'est une extrémité qui est ouverte. Mais dans l'utilisation de Q_1 en panneau de ciel, je ne vois pas comment la mise en pression se fera. D'autre part, dans le sens Q_2 , je voudrais savoir si la mise en pression est prévue par les extrémités des tubes ou s'il est prévu des trous de communication entre les diverses cellules elles-mêmes.

M. Dupont : Quand j'ai décrit la structure du nid d'abeille, je vous ai dit que les cellules individuelles étaient étanches. En fait, ces cellules ne présentent qu'une semi-étanchéité. On a pu constater qu'une structure fermée, c'est-à-dire un panneau sur lequel les deux extrémités libres sont fermées par des peaux brasées selon le procédé classique connu actuellement, se met assez rapidement en pression. Nous envisageons en outre de perforer les deux peaux, ce qui facilitera

la mise en pression. Quant à l'équilibre de pression d'une cellule à l'autre elle se fait à travers le cordon de soudure qui n'est pas continu. Pour la deuxième partie de la question, c'est-à-dire celle qui concerne l'orientation des cellules perpendiculairement à la direction globale de l'écoulement de la chaleur, nous envisageons également de fermer les cellules horizontales par des peaux brasées et perforées. On peut donc conclure que dans les deux cas étudiés la mise en pression ne se fait pas par des ouvertures libres mais par des perforations et surtout grâce aux défauts d'étanchéité de la brasure peau-structure. L'équilibrage des pressions à l'intérieur de la structure se fait à travers les cordons de soudure qui ne sont pas rigoureusement étanches.

M. Micheau: L'isolation "classique" d'un caisson est constitué par un calorifuge, la peau d'étanchéité, le circuit de refroidissement. Le dispositif à lame d'eau est constitué de la façon suivante: un calorifuge, le circuit de refroidissement, la peau d'étanchéité. D'après ce qu'on a vu, ce système ne conduit à des résultats corrects, que si le calorifuge est de bonne qualité. Est-ce que vous pourriez nous préciser les différences qu'il y aurait au point de vue efficacité thermique entre un de vos panneaux et la solution classique réalisée avec les mêmes éléments que le panneau considéré.

M. Fréour: Si j'ai bien compris votre question, vous voudriez savoir pourquoi avec ce type de panneau nous n'avons pas soudé les tubes de refroidissement à la peau comme dans une technique classique? L'avantage de souder les tubes sur une tôle arrière, indépendante de la peau et noyée dans une structure calorifuge, présente d'abord l'avantage que le système de refroidissement et le calorifuge sont complètement indépendants de la peau et par conséquent peuvent être montés et démontés facilement. C'est un point important. Et deuxièmement, les tubes étant directement en contact avec le calorifuge et du côté du calorifuge, drainent beaucoup plus facilement la chaleur que s'ils étaient séparés de ce calorifuge par une tôle, en l'occurrence la peau d'étanchéité, et par conséquent le calorifuge lui-même n'a pas besoin d'être aussi élaboré que si le flux de chaleur devait d'abord traverser la peau d'étanchéité pour pouvoir atteindre les tubes de refroidissement. Par conséquent, le flux de chaleur qui traversera la peau sera plus uniforme. D'autre part, nous nous sommes attachés par

hypothèse au départ à définir une structure isolante pour laquelle on ne se limite pas à un flux thermique très bas, tout en restant en des limites raisonnables bien entendu et ceci afin d'essayer de définir un système d'isolation d'un prix relativement faible.

M. Jannot: Je voudrais demander à M. Dupont, s'il n'est pas possible d'envisager des cellules avec l'axe vertical et un flux perpendiculaire à l'axe, c'est-à-dire des cellules de très grand allongement?

M. Dupont: Cette solution, nous l'avons éliminée pour éviter des effets de cheminée auxquels conduiraient des cellules très hautes. Pour répondre à votre proposition, il faut fermer complètement la cellule à la partie supérieure. Or les techniques utilisées actuellement pour braser les peaux ne conduisent pas à une **étanchéité** parfaite, si bien qu'on risquerait dans le temps d'avoir communication des cellules les unes avec les autres à la partie supérieure. Donc c'est dans ce but là que nous avons éliminé cette disposition. J'aurais pu en parler, comme troisième cas possible, mais je l'ai négligé pour gagner du temps.

M. Knirsch: Ich hätte noch eine Frage an Herrn Dupont, und zwar betreffend die technische Anwendung der Isolierung. In den Schemata, die er gezeigt hat, war die Isolierung immer nur gezeichnet für eine ebene Wand. Wie läßt sich eine derartige Zellenisolierung, deren Steifigkeit ja als Vorteil gerühmt wird, an einer gekrümmten Wand oder an gekrümmten Wänden verschiedener Krümmungshalbmesser anpassen und wie läßt sich das vereinbaren mit den Fertigungsungenauigkeiten, mit denen die zu isolierenden Oberflächen versehen sind?

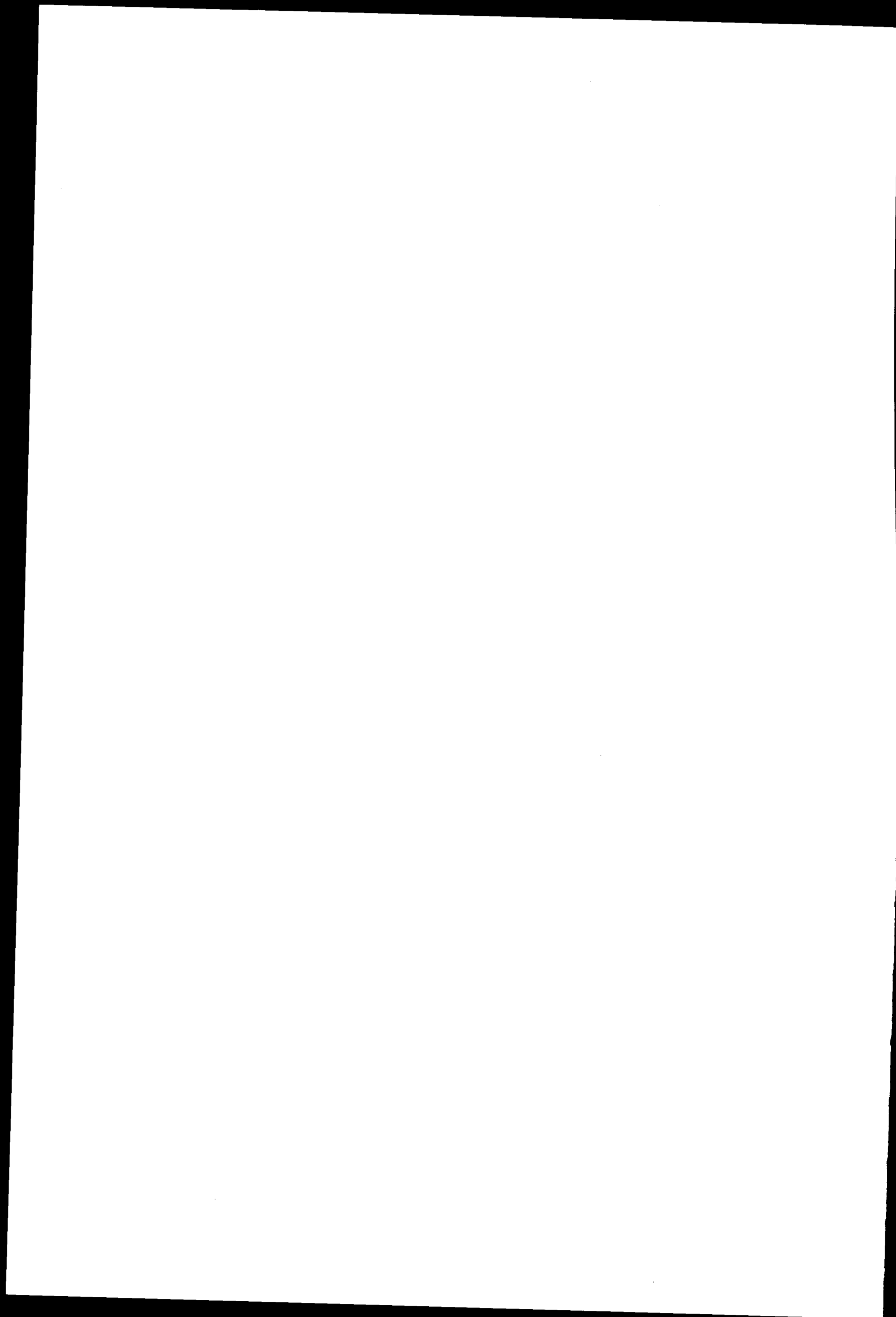
M. Dupont: L'utilisation de la structure nid d'abeille pour des parois courbes doit être vue de deux façons. D'abord, s'il y a un grand rayon de courbure, par exemple dans le cas de la partie courante du caisson, il n'y a pas de problèmes particuliers puisque l'on dispose de panneaux dont on peut choisir la largeur. En les mettant côte à côte on approche très facilement de la circonférence parfaite. Pour les parois de petit rayon, les structures peuvent être usinées. Comme je l'ai remarqué

au début de mon exposé, les structures en nid d'abeilles peuvent s'usiner au moyen des procédés classiques de la mécanique. Sur n'importe quelle machine outil, avec des outils appropriés, des vitesses de coupe bien déterminées, etc., vous pouvez donner toutes les formes possibles aux structures nid d'abeille. Il n'y a donc pas de problème particulier pour revêtir une paroi, même de petit rayon. La meilleure preuve par exemple en est que vous avez beaucoup de structures aéronautiques courbes qui sont en nid d'abeilles. Vous avez également des corps de fusées et des pointes d'engins qui ont une structure en nid d'abeilles.

M. Terpstra : Une question à M. Würdig. Dans quelle mesure et moyennant quelles modifications votre installation d'essais, qui par ses dimensions est presque une petite cuve de réacteur, pourrait-elle être adaptée à l'essai de calorifuges autres que les écrans d'eau et les écrans gaz, et notamment à l'essai de calorifuges baignés par des fluides autres que le CO_2 ?

M. Würdig : Die Versuchsanlage kann relativ leicht an andere Reaktor-kühlmittel angepasst werden, einfach dadurch, dass das Kammer'system aus verschiedenen Wänden besteht. Es ist dann nur mit dem neu zu untersuchenden Isoliermittel eine Wand entsprechender Grösse zu bauen. Ich weiss nicht, ob sich Ihre Frage auf neue Isolierstoffe bezieht, oder auch auf andere Typen von Reaktoren. Wenn das der Fall ist, dann liegt eine gewisse Grenze eigentlich nur in der zulässigen Druckbelastung des Behälters, die bei 40 atm. liegt. Auf der anderen Seite haben wir ins Auge gefasst, auch Versuche zu machen für die Behälterisolierung eines wassergekühlten Reaktors. In diesem Fall müssen nur die inneren Versuchseinbauten, d.h. in erster Linie die heisse Kammer, die selbst nicht allzu teuer ist, soweit umgebaut werden, dass man da Wasser einsetzen kann.

* * *



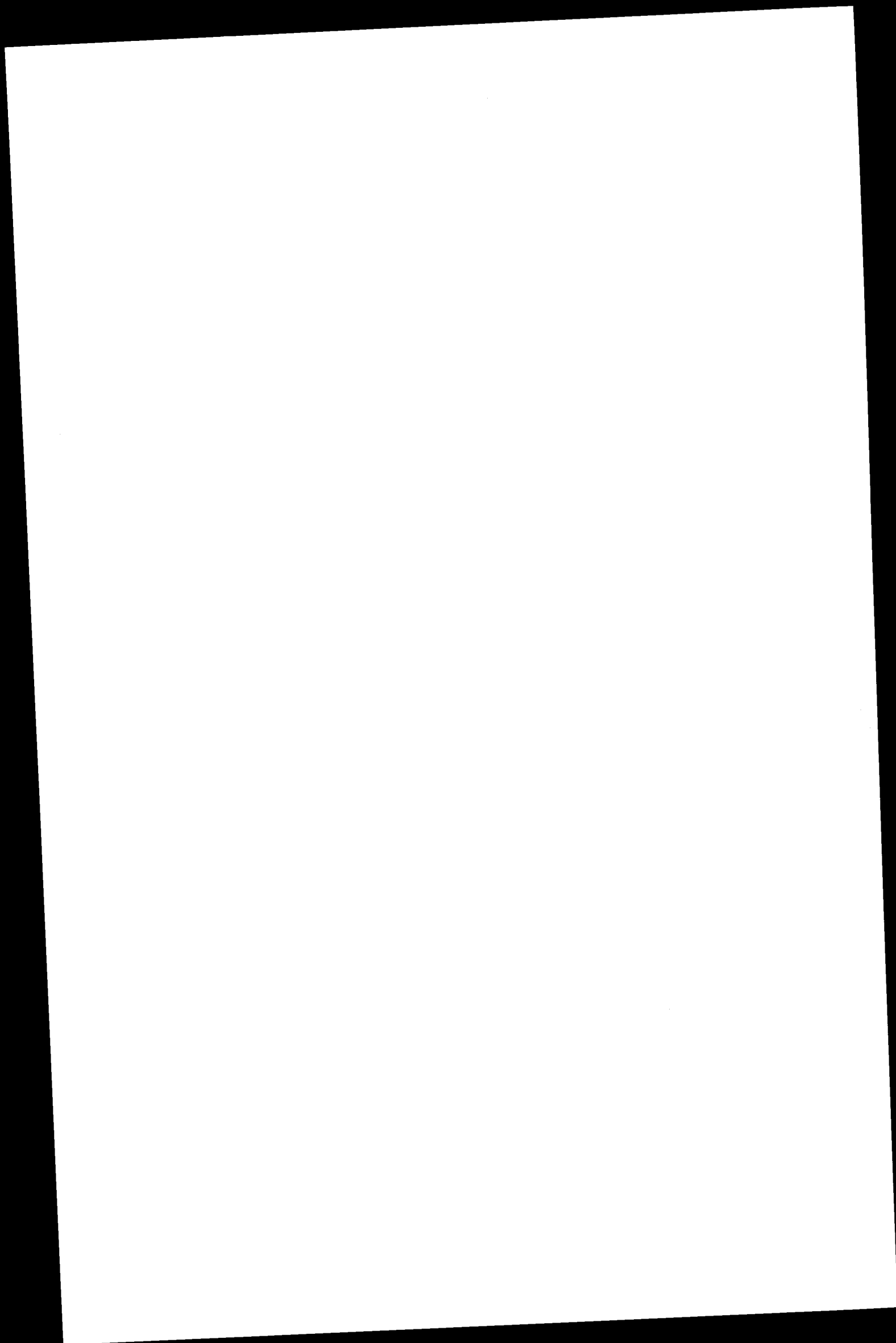
Introduction à la troisième partie des exposés relatifs à la
protection thermique des caisses en béton précontraint

M. Terpstra : Nous arrivons maintenant à la troisième catégorie de communications dans laquelle nous avons rassemblé celles relatives à des études et développements non financés par Euratom. Vous entendrez tout d'abord M. Naudin qui présentera un rapport sur les méthodes d'essai de calorifuges en vigueur à l'Electricité de France. Cette communication sera suivie d'un film.

Ensuite il y aura un rapport, également de la Sté Bertin, sur les méthodes de calcul du circuit de refroidissement de la peau d'étanchéité d'un caisson. Cette communication nous est particulièrement chère, parce qu'elle nous rappelle l'importance relative de la part isolation dans un système de protection thermique. L'optimisation d'un tel système ne peut en effet résulter que des connaissances approfondies de l'une et de l'autre de ces composantes.

Ensuite il y aura trois rapports sur des systèmes d'isolation, industriellement mûrs, ayant déjà fait la preuve de leurs mérites et qui seront présentés par leurs promoteurs respectifs, c'est-à-dire la C.A.F.L., Saint Gobain Techniques Nouvelles et la Société Alsthom.

Finalement, et croyez-moi, cette place en fin de liste ne préjuge en rien de sa valeur, je suis heureux de pouvoir vous annoncer une communication de la BBC-KRUPP. Elle porte sur les tentatives, théoriques et expérimentales, d'évaluer les performances dans l'hélium de calorifuges mis au point pour fonctionner en ambiance de gaz carbonique.



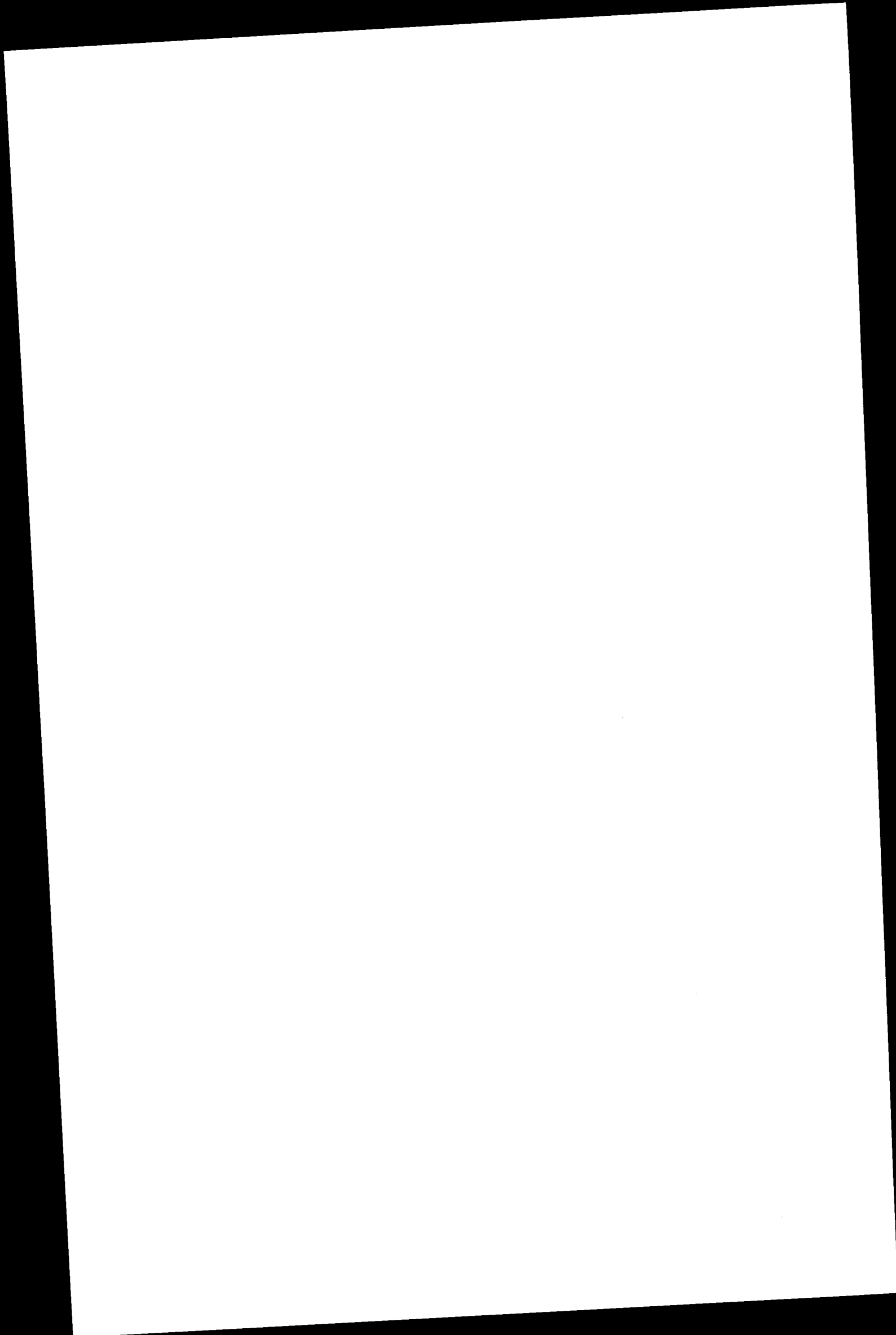
METHODES D'ESSAIS DE CALORIFUGES POUR REACTEURS NUCLEAIRES

G. MORDCHELLES-REGNIER et P. NAUDIN

Soc. Bertin et Cie, Paris

J.J. CELERI

Electricité de France - EDF, Clamart



1 - INTRODUCTION.

La protection thermique de la peau d'étanchéité d'un caisson en béton précontraint est un des problèmes parmi les plus difficiles qu'aient eu à résoudre les constructeurs des centrales de la filière graphite gaz.

Cette protection doit répondre à deux impératifs principaux :

- assurer sur la face intérieure du béton une température compatible avec sa tenue et avec les contraintes thermiques admissibles sur la peau,
- limiter la quantité de chaleur transmise à la peau, chaleur qui peut être considérée comme perdue.

Elle se compose en général, de deux éléments :

- le circuit de refroidissement de la peau avec ses pompes, échangeurs,
- le calorifuge qui constitue une résistance aux échanges thermiques entre les gaz chauds et le fluide de refroidissement.

Un tel calorifuge a posé, et pose encore, des problèmes importants des points de vue conception, mise au point, fabrication, montage, efficacité thermique, tenue aux diverses sollicitations (pression, température, rayonnement, vieillissement).

De multiples essais ont été nécessaires pour définir le matériau et son assemblage, mais ceux qui ont servi à qualifier le calorifuge d'un point de vue thermique ont demandé les installations les plus importantes.

2 - GENERALITES SUR LES ESSAIS THERMIQUES DES CALORIFUGES.

Le but des essais thermiques sur une structure calorifuge est d'étudier son comportement dans des conditions de fonctionnement se rapprochant le plus possible des sollicitations auxquelles elle sera soumise au cours de la vie de la centrale.

Il est particulièrement intéressant de qualifier l'efficacité thermique de la structure que l'on caractérise par la notion de coefficient de conductibilité thermique équivalente par analogie avec la conduction thermique dans les solides homogènes. En fait, cette notion est une image commode pour l'utilisateur mais qui ne doit pas cacher que dans des structures hétérogènes à forme fibreuse, poreuse ou cellulaire les modes de transport de la chaleur sont :

- le rayonnement,
- la conduction dans la matrice formée par l'ossature et le remplissage éventuel,
- la convection naturelle dans le fluide contenu dans les cavités de la matrice.

Il est également nécessaire de faire subir aux matériaux des épreuves de vieillissement accéléré sous l'action de sollicitations thermiques et mécaniques, telles que des cyclages de température (simulant les montées et descentes en puissance du réacteur) ou de pression représentant les arrêts des soufflantes ou les vidanges du caisson.

Les essais, dont les méthodes seront décrites plus loin, consistent donc en des mesures de la résistance à la transmission de la chaleur dans des structures isolantes et des déterminations de l'influence de certaines sollicitations sur les variations de cette résistance en fonction du temps. Leur particularité essentielle est de faire intervenir un paramètre nouveau, par rapport aux essais classiques, qui est la pression du fluide dans lequel est immergé le milieu isolant.

3 - PRINCIPES GÉNÉRAUX.

3.1. - Rappel des principales méthodes de mesure de la conductibilité, à la pression atmosphérique (1).

Les méthodes de mesure en régime permanent les plus répandues mettent, en principe, le corps dont on veut mesurer la conductibilité en contact sur une de ses faces avec une source chaude et sur la face opposée avec une source froide. Les mesures à effectuer sont celles des températures des faces chaude et froide et de la quantité de chaleur qui traverse le corps. Cette quantité de chaleur peut être mesurée, soit du côté chaud, soit du côté froid, soit des deux côtés. Les échantillons, en pratique, peuvent présenter trois formes géométriques : plaque plane, cylindre creux, sphère creuse.

3.1.1. - Méthode de la plaque.

L'élément est chauffé sur l'une de ses faces, refroidi sur l'autre. Afin d'éviter les pertes de chaleur par les bords du "sandwich" ainsi réalisé, on utilise des plaques de garde, soit du côté chaud, soit du côté froid, soit des deux côtés.

3.1.2. - Méthode du cylindre.

L'élément cylindrique est chauffé sur sa face interne, refroidi sur sa face externe. On évite ainsi les pertes latérales. Les pertes par les extrémités peuvent être réduites par des anneaux de garde.

3.1.3. - Méthode de la sphère.

La face chaude est située au centre de la sphère, la face froide sur sa périphérie. Cette géométrie permet évidemment d'éliminer toutes les pertes d'extrémités.

(1) Référence : Méthodes de mesure de la conductivité.

R. GASQUET - Revue Générale de Thermique - Novembre 1963.

3.2. - Considérations sur les échanges de chaleur dans un calorifuge.

Les divers calorifuges proposés pour fonctionner dans des ambiances gazeuses présentent des structures poreuses : par exemple les bétons, les fibres de verre, les calorifuges métalliques cellulaires, les calorifuges mixtes (cellules emplies de fibres).

Sous l'action de forces de gravité différentielles résultant de la variation de sa masse spécifique avec la température, le fluide emplissant les cavités est mis en mouvement et les courants engendrés sont d'autant plus importants que la pression est élevée. Considérons un calorifuge placé en position verticale, contre le fût du caisson par exemple. Schématiquement, on peut admettre que la structure est un assemblage de cellules communiquant plus ou moins les unes avec les autres (ceci afin de permettre les mises en pression et les décompressions du calorifuge). Chaque cellule est le siège de mouvements de gaz par convection naturelle, ascendants le long de la paroi "chaude", descendants le long de la paroi "froide". Les parois horizontales sont de ce fait léchées par le fluide à des températures différentes et l'on conçoit ainsi qu'un flux de chaleur vertical puisse se superposer au flux horizontal entre les faces chaude et froide du calorifuge (figure 1). Le vecteur "flux résultant" peut ne plus être colinéaire avec le vecteur "gradient de température".

On peut donc s'attendre à ce que la densité de flux thermique recueillie sur la face froide augmente en fonction du niveau dans les cas où la convection est un élément important de la transmission de la chaleur dans chaque cellule.

Par ailleurs, à ces échanges qui se répercutent de proche en proche se superposent des transports de chaleur par convection naturelle, dans l'ensemble de la structure, que nous appelons macroconvection.

ECHANGES PAR CONVECTION NATURELLE
DANS UN CALORIFUGE

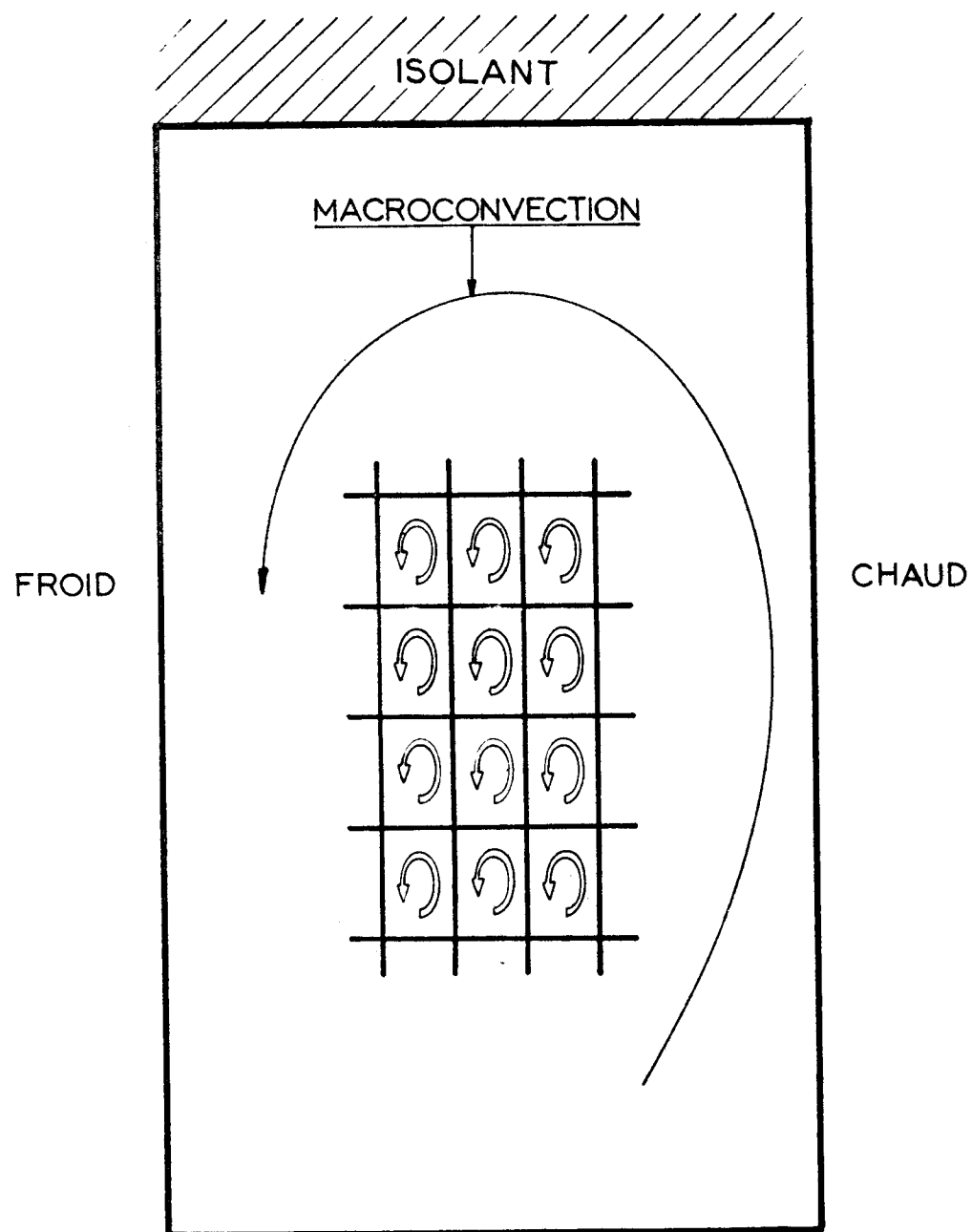


Figure 1.

Une image de ces courants globaux peut être donnée en les considérant comme des mouvements de gaz, animés par convection naturelle, dans un matériau poreux plus ou moins perméable représentant l'ensemble du calorifuge.

Ces courants peuvent, également, provoquer un accroissement du flux recueilli en haut de la face froide. On comprend que les effets de ces deux modes de transmission de la chaleur soient cumulatifs, et qu'il est intéressant de faire subir aux calorifuges des essais dans une gamme étendue de température et de pression tels que l'extrapolation des résultats obtenus pour des conditions rencontrées dans un caisson (hauteur importante) soit possible.

Si nous examinons maintenant un calorifuge placé horizontalement, nous constatons que les transports par convection naturelle présentent des allures différentes selon que la face froide se trouve au-dessus ou au-dessous. Dans le premier cas, on note comme précédemment une superposition des échanges dans chaque cellule qui se répercutent de proche en proche et des échanges globaux par macroconvection, les mouvements du gaz n'étant plus organisés mais procédant par bouffées. Dans le deuxième cas, on note l'absence quasi générale de mouvements de gaz, les échanges étant dus uniquement à la conduction.

Enfin, on comprend aisément que pour toute autre position le schéma de fonctionnement soit intermédiaire entre ceux décrits ci-dessus.

Ces diverses remarques font comprendre qu'aux méthodes classiques de mesure à pression atmosphérique il faut ajouter la prise en considération de nouveaux paramètres qui sont la pression du gaz, la hauteur de la maquette et la position de l'échantillon par rapport à l'horizontale.

3.3. - Méthodes de mesure de la conductibilité thermique équivalente d'un calorifuge sous pression.

On peut envisager d'extrapoler les méthodes précédemment énoncées.

La méthode de la sphère présente l'avantage de ne pas engendrer d'effets de bord parasites, mais aussi de très sérieux inconvénients dont les deux principaux nous semblent être :

- la quasi-impossibilité pour une structure hétérogène (type sandwich par exemple) de se plier à la géométrie sphérique, inconvénient qui n'existe pas, il est vrai, pour des matériaux plus homogènes (type béton par exemple).
- l'intégration sur une seule maquette des diverses positions de la face chaude et, par là, l'obtention d'une conductibilité équivalente résultant de l'ensemble de ces positions pouvant être différente de celle que l'on obtiendrait, par exemple, avec des faces chaude et froide verticales.

Les méthodes du cylindre et de la plaque semblent préférables et un choix entre les deux peut être fait compte tenu d'un certain nombre de remarques :

- la méthode du cylindre élimine les fuites latérales, mais elle ne peut être recommandée que pour une structure pouvant prendre une "faible" courbure. Elle ne permet d'étudier que la position verticale ;
- la méthode de la plaque permet d'éprouver les structures plus "raides" et de mettre en évidence l'influence de la position de la face chaude par rapport à la verticale. Par contre, les effets de bord deviennent importants.

Les essais consistent, comme à la pression atmosphérique, d'une part à mesurer des flux traversant le calorifuge

chauffé sur l'une de ses faces, refroidi sur l'autre, et d'autre part à mesurer les températures de ces faces.

L'ensemble du calorifuge et de son support, les circuits de refroidissement et les éléments chauffants forment la maquette. Celle-ci est placée dans un réservoir où le fluide d'ambiance est introduit simultanément à l'intérieur et à l'extérieur de la maquette.

En fait, plusieurs aspects particuliers font que le problème est plus complexe qu'à la pression atmosphérique.

3.3.1. - La notion de conductibilité thermique fait intervenir une densité de flux pour une différence de températures et une épaisseur données. Les échanges de chaleur n'étant plus uniquement dus à la conduction on définit la conductibilité thermique équivalente, pour une zone, à partir de la densité de flux mesurée du côté froid, qui peut être très différente de celle qui traverse la face chaude au même niveau. Cette définition, par ailleurs, convient bien à l'étude du système de refroidissement.

3.3.2. - Comme on l'a vu au paragraphe 3.2., le flux recueilli sur la face froide du calorifuge varie avec la hauteur. Il en résulte que l'on est amené à concevoir des mesures locales de flux.

3.3.3. - Les essais entrepris ont pour but d'éprouver le calorifuge dans des conditions les plus proches possibles du fonctionnement dans un caisson.

Cette contrainte peut amener à imposer des profils de températures sur les faces chaude et froide de la maquette, correspondant à ceux rencontrés sur le caisson.

3.3.4. - A la pression atmosphérique on utilise des zones de garde qui, à l'aide de chauffages auxiliaires, annulent les gradients de température parallèles à la surface du calorifuge.

On peut être tenté d'appliquer cette technique dans les essais sous pression et d'incorporer des éléments de chauffage de garde dans la maquette. Quand la convection naturelle est importante, cette méthode n'est plus valable pour les raisons suivantes :

- les courants convectifs peuvent transporter des flux thermiques à travers des zones isothermes,
- la chaleur dissipée dans les éléments de chauffage de garde peut être transportée, par des courants convectifs, vers des circuits de refroidissement destinés à récupérer le flux traversant l'isolant thermique essayé.

Aussi on préfère, pour les essais sous pression, calorifuger soigneusement les extrémités de la maquette, et éventuellement les bords latéraux, dans le cas de la méthode de la plaque pour limiter les pertes de chaleur par les flancs des échantillons et mesurer, par un circuit de refroidissement approprié, ces pertes parasites.

3.4. - Effets d'échelle des maquettes.

A la pression atmosphérique, on considère que la conductibilité est une caractéristique d'un corps quasi-indépendante de certains paramètres déjà énoncés, et en particulier de la dimension de l'échantillon testé.

Sous pression, cela n'est plus vrai, l'influence de la hauteur sur les échanges par convection naturelle devenant importante (paragraphe 3.2.).

Par ailleurs, les calorifuges mis au point pour les caissons des centrales nucléaires ont généralement des structures complexes comportant en particulier des éléments de fixation, éventuellement des joints, par lesquels une quantité importante de chaleur peut être conduite de la face chaude vers la face froide. Il est difficile de tester ces configurations à échelle réduite.

C'est pourquoi on a été conduit à concevoir des installations de deux types :

- à petite échelle, ou de laboratoire,
- à grande échelle, ou semi-industrielle.

Les essais de laboratoire ont essentiellement un rôle de soutien à l'étude théorique des échanges de chaleur dans les calorifuges et de présélection de matériaux envisagés. On y éprouve, rapidement et avec une dépense réduite, diverses configurations que l'on désire optimiser ou divers matériaux entre lesquels on veut effectuer un choix.

Les essais semi-industriels visent plutôt à confirmer les qualités d'une structure étudiée complète.

3.5. - Principes de base pour la réalisation de maquettes.

3.5.1. - Nous avons vu les principes généraux des essais sous pression. Il nous faut maintenant examiner leurs répercussions sur la conception des maquettes.

- La maquette doit s'adapter au calorifuge, c'est à dire qu'on doit tenir compte de l'aptitude de celui-ci à se mettre en place, à se plier, à se rouler, etc. Il en découle souvent le choix de sa géométrie : la maquette cylindrique est particulièrement commode et indiquée pour les calorifuges métalliques minces qui n'ont pas de raideur dans le sens transversal ; la maquette plane reste seule indiquée quand, dans le cas d'essais à petite échelle, le calorifuge est par exemple du type sandwich et épais ou quand la raideur transversale est importante.

La géométrie étant choisie, on cherche généralement à concevoir une maquette contenant des échantillons les plus grands possibles compte tenu de la taille de l'enceinte sous pression disponible, afin de réduire l'influence relative des pertes latérales. On est amené à choisir un compromis entre l'augmentation

des dimensions et la diminution correspondante de l'espace restant disponible pour le calorifuge de garde.

- La maquette doit posséder une ossature la plus légère possible pour réduire son coût, faciliter sa maniabilité et diminuer son inertie thermique. Mais elle doit, également, être suffisamment rigide pour éviter les déformations risquant d'endommager le calorifuge et de modifier sa fixation sur la face froide.

De plus on recherche, généralement, une isothermie aussi bonne que possible des faces froides, ce qui ne peut être réalisé qu'avec des épaisseurs de métal non négligeables.

- Les zones de refroidissement de la maquette doivent permettre des mesures locales ; il faut donc éviter l'interaction entre deux circuits voisins ou non, c'est à dire les transports par conduction dans la face froide entre deux zones et par convection autour de la maquette (figure 2).
- Il faut éviter que des court-circuits convectifs ne perturbent les échanges et constituent des chemins préférentiels de la chaleur. On impose donc à la maquette d'être complètement étanche. On laisse uniquement une mise en communication contrôlée avec l'ambiance (figure 3).

3.5.2. - Le fluide de refroidissement peut être commodément de l'eau ; quelquefois de l'air quand on a besoin de mesurer de très faibles quantités de chaleur.

Le chauffage est généralement assuré par des éléments résistants transformant l'énergie électrique en chaleur par effet Joule. Les avantages sont :

- la souplesse du réglage,
- la facilité de mise en oeuvre des régulations de températures,
- la facilité et la précision des mesures de puissance,

ECHANGES PARASITES ENTRE ZONES
DE REFROIDISSEMENT

ECHANGES PAR CONDUCTION METALLIQUE ECHANGES PAR CONVECTION

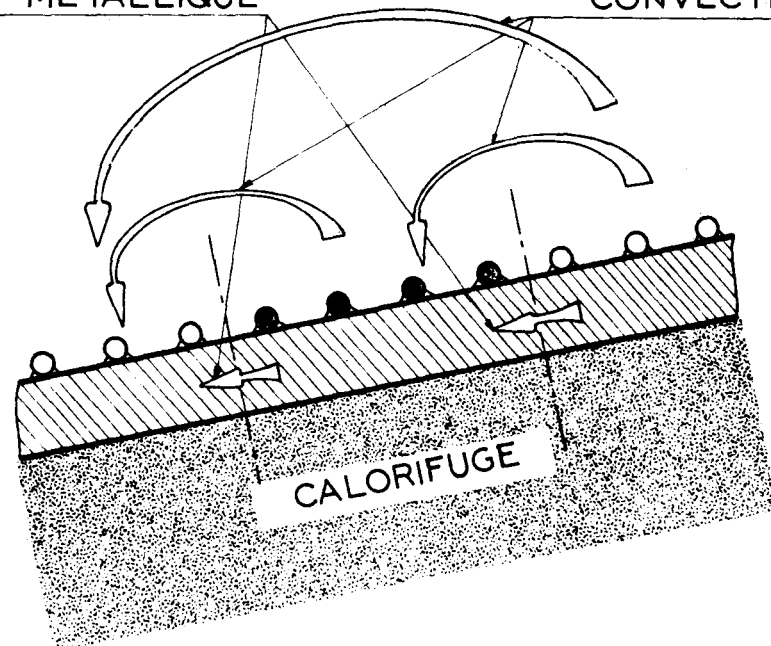


Figure 2

MAQUETTE NON ETANCHE TRANSPORT DE MASSE

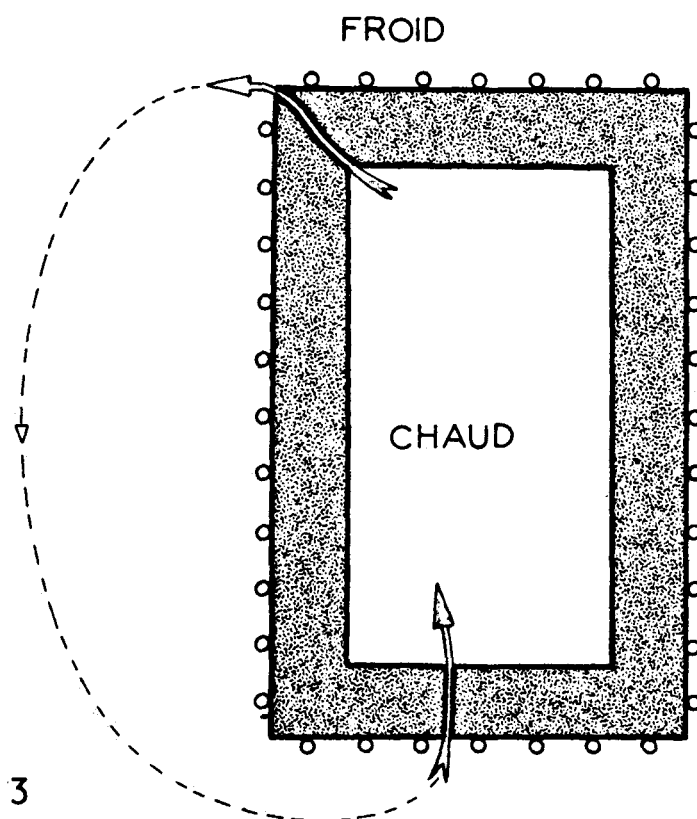


Figure 3

- la commodité pour localiser à un endroit déterminé la source de chaleur.

On peut aussi obtenir un mode de chauffage intéressant par condensation de vapeur, ce qui permet d'obtenir une très bonne uniformité des températures de la face chaude mais nécessite des installations extérieures plus importantes. En outre la mesure de la quantité de chaleur cédée à la plaque chaude est plus délicate.

3.6. - Principes de bases pour les mesures.

3.6.1. - On ne recherche pas, au cours de ces essais, une très grande précision sur les résultats.

La recherche d'une précision de l'ordre de 1 % demanderait des installations délicates et très coûteuses, tant des points de vues mesures que régulations, des soins très importants peu compatibles avec une certaine rapidité d'exécution et une souplesse d'utilisation. Elle serait d'ailleurs, dans bien des cas, illusoire, les échanges par convection naturelle présentant, dans certaines configurations, des instabilités qui font que les températures et les quantités de chaleur sont des grandeurs aléatoires plus ou moins dispersées autour d'une valeur moyenne.

Nous avons donc conçu nos installations pour obtenir une précision globale, sur la conductibilité thermique équivalente, de l'ordre de 10 à 15 %; ce qui est cohérent avec la dispersion due aux imperfections des régulations et aux instabilités thermiques éventuelles. Cette précision est d'ailleurs suffisante pour l'exploitation qui est faite des résultats des essais semi-industriels.

3.6.2. - L'appareillage de mesures doit en principe répondre à deux besoins :

- suivre l'évolution de certains paramètres, températures et

pressions en particulier, au cours de l'établissement des régimes et des essais de vieillissement (cyclage),

- assurer la mesure rapide de diverses grandeurs utiles.

Pour répondre à la première préoccupation, des appareils enregistreurs sont utiles : ils suivent les paramètres les plus intéressants.

Pour répondre à la seconde, l'appareillage doit permettre d'atteindre :

- les flux recueillis sur la face froide au moyen de la chaleur emportée par le fluide de refroidissement,
- la puissance globale dépensée pour effectuer le bilan thermique,
- la pression du fluide ambiant,
- les températures des faces chaude et froide,
- des températures réparties dans toute la maquette pour vérifier que des échanges parasites ne perturbent pas les résultats,
- éventuellement, des températures dans la masse même des calorifuges, pour autant que la présence de capteurs n'y apporte pas trop de perturbations. Ces mesures permettent de mieux comprendre les divers modes d'échanges de chaleur dans le milieu considéré.

3.7. - L'exploitation des résultats.

Les mesures locales de flux, sur une maquette verticale représentant un élément du fût d'un caisson, sont d'abord regroupées sous la forme de courbes représentant l'évolution de la conductibilité thermique équivalente par zone en fonction du

niveau et en fonction de la pression. Des exemples de telles courbes sont donnés sur les figures 4 a et 4 b.

Malheureusement, cette seule présentation ne suffit pas pour prévoir ces diverses caractéristiques quand les hauteurs sont différentes et les pressions plus élevées. Il faut utiliser alors, pour extrapoler les résultats obtenus, les schémas de fonctionnement des calorifuges : ces schémas conduisent à exprimer la conductibilité apparente en un point d'un calorifuge rapportée à la conductibilité du fluide en fonction de divers paramètres dont le nombre de Grashof de filtration, en tenant compte de la perméabilité globale du calorifuge.

L'exploitation proprement dite consiste, maintenant, à préciser ces relations ainsi que leurs limites. Pratiquement il est commode d'éprouver chaque calorifuge, avec la même configuration, dans deux maquettes de hauteurs différentes en faisant varier la pression et éventuellement les températures dans la gamme la plus large possible.

Fig 4a

CONDUCTIBILITE THERMIQUE EQUIVALENTE
EN FONCTION DU NIVEAU

MAQUETTE DE 6 METRES

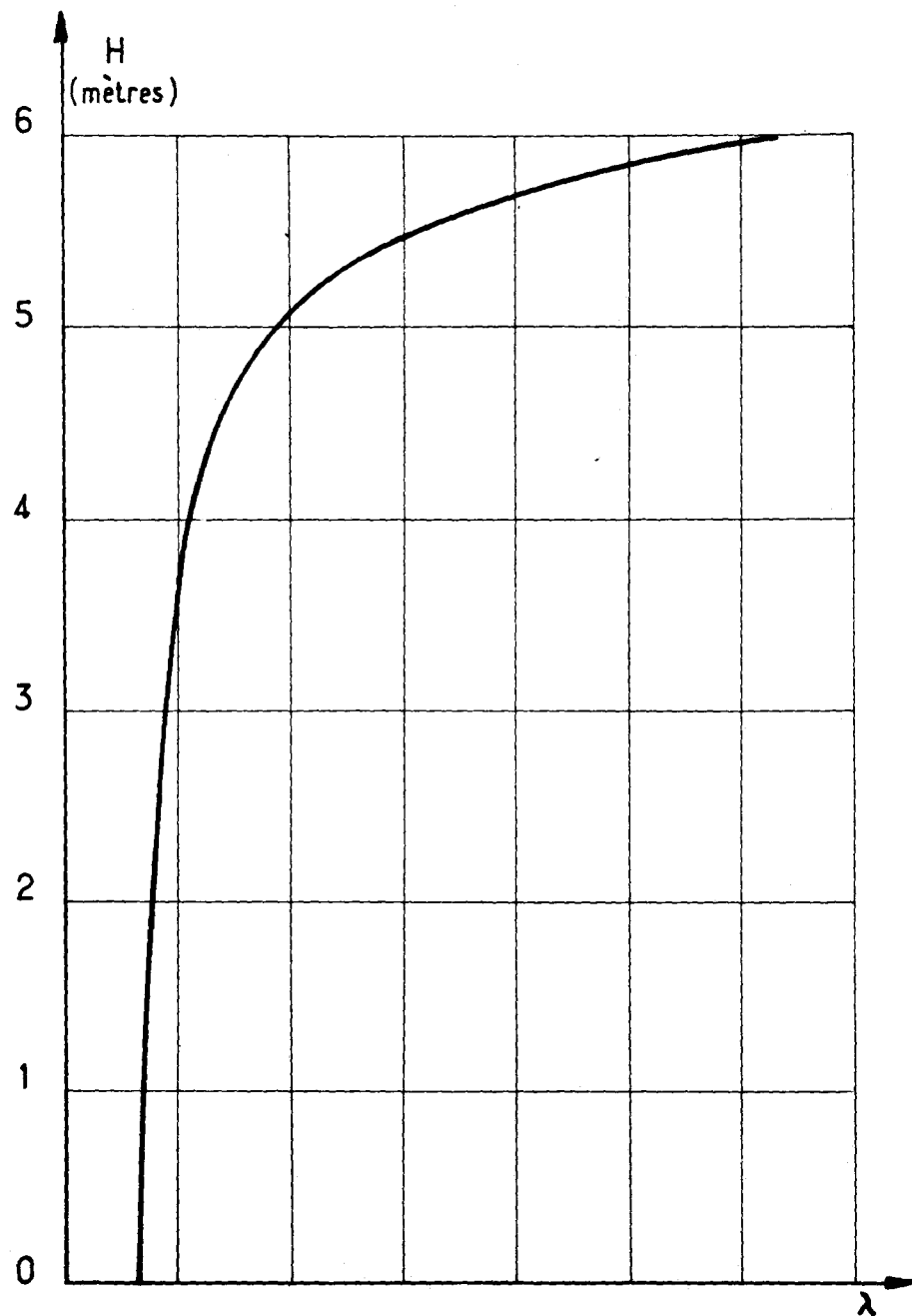
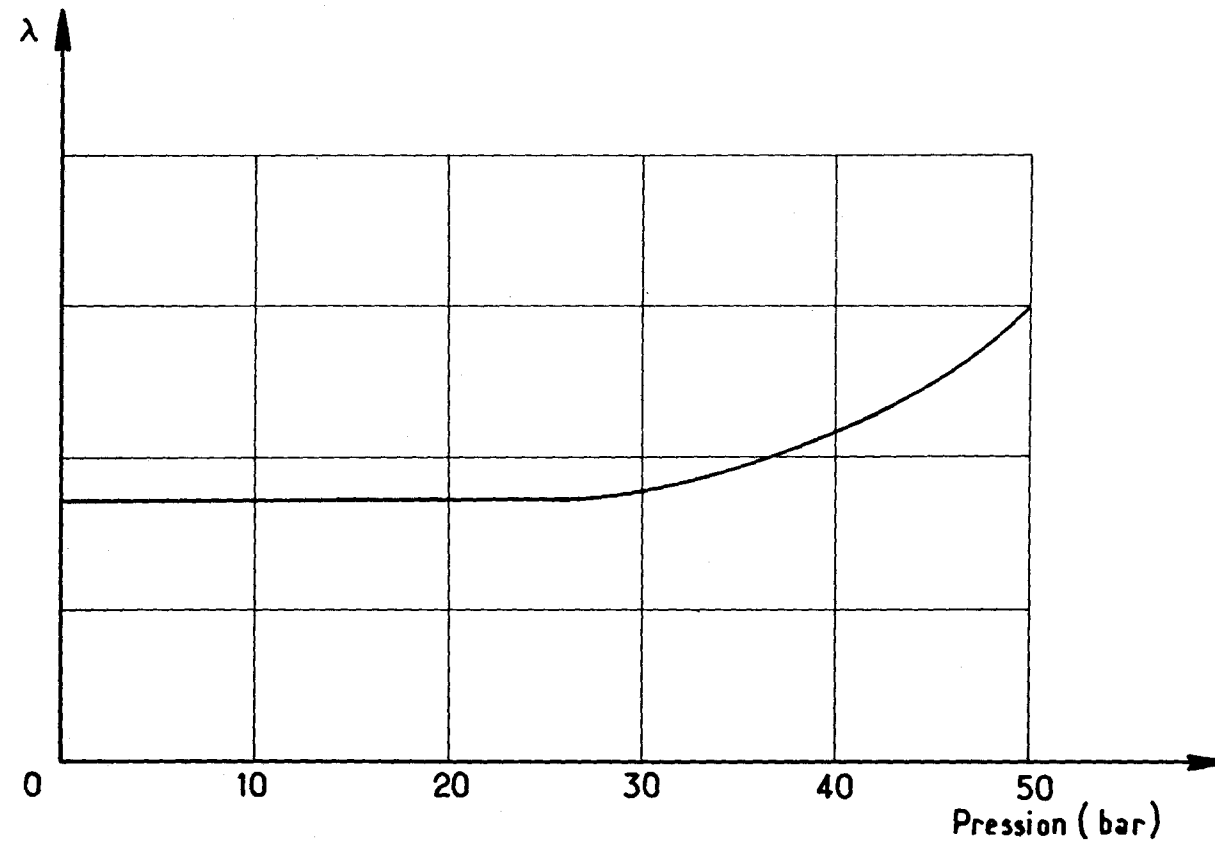


Fig. 4 b CONDUCTIBILITE THERMIQUE EQUIVALENTE D'UN CALORIFUGE
EN FONCTION DE LA PRESSION



4 - MOYENS MIS EN OEUVRE.

Les installations d'essais peuvent être décomposées en trois ensembles principaux qui sont :

- l'enceinte sous pression avec les dispositifs d'alimentation en fluide, de vidange et d'équilibrage des pressions entre l'intérieur et l'extérieur de la maquette,
- les dispositifs de chauffage et de refroidissement avec leurs commandes et leurs régulations,
- l'appareillage de mesures.

4.1. - Enceinte sous pression et dispositifs annexes.

Afin de permettre une bonne utilisation des enceintes, c'est-à-dire afin d'en réduire la durée d'immobilisation, entre deux essais consécutifs, on est amené à concevoir des maquettes entièrement réalisées à l'extérieur des réservoirs. Elles y sont ensuite introduites et les différents circuits (fluides, énergie, mesures) sont alors rapidement raccordés. Ce mode opératoire nécessite l'utilisation d'enceintes en deux parties.

D'une façon générale, compte tenu des remarques effectuées au sujet de la taille des maquettes, on a intérêt à prévoir des enceintes aussi grandes que possible. Pour des raisons économiques et des problèmes de maniabilité, on est amené à limiter leurs dimensions.

Pour les enceintes convenant aux essais à petite échelle, un diamètre compris entre 0,5 et 1 mètre nous paraît un bon ordre de grandeur. Pour celles qui sont réservées aux essais à échelle industrielle, le diamètre intéressant nous semble être entre 3 et 4 mètres. Des enceintes de diamètre intermédiaire (environ 1,5 mètre) sont souvent intéressantes également quand elles allient à la maniabilité des petites un volume suffisant pour certains essais de points singuliers.

Quant aux hauteurs disponibles, on a intérêt à les rendre aussi grandes que possible. Une solution intéressante consiste à réaliser plusieurs enceintes superposables (cas des essais à petite échelle), ce qui permet d'obtenir soit un réservoir de très grand allongement, soit plusieurs petits.

L'enceinte doit être raccordée à une alimentation en fluide pourvue d'un dispositif d'équilibrage de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la maquette, celle-ci ne pouvant résister à une surpression importante.

Mais il est nécessaire que, pendant les relevés de mesure, cette communication soit fermée, pour éviter des transports de masse éventuels et donc de chaleur. L'équilibrage se fait, alors, à travers un diaphragme de section très faible qui rend négligeables les échanges résiduels.

On doit souvent pouvoir décompresser le réservoir de deux façons :

- par une vidange classique relativement lente, ce qui ne présente pas de difficultés, sauf éventuellement celle de se débarrasser d'un fluide gênant pour les expérimentateurs, le CO_2 par exemple,
- par des décompressions rapides pour éprouver le calorifuge, il faut installer une vanne à ouverture rapide, soit manuelle, soit télécommandée, associée avec un dispositif de réglage de la vitesse de la chute de pression : un diaphragme formant col sonique facilement interchangeable, par exemple.

L'étanchéité des brides et des traversées de parois présente des aspects d'autant plus délicats que la pression est élevée.

C'est ainsi qu'afin de réduire l'encombrement des passages des fils de mesure et des amenées de courant et pour augmenter leur fiabilité nous avons dû étudier et réaliser des

traversées nouvelles de 34 mm de diamètre pour 36 câbles de 1,5 mm et de 60 mm de diamètre pour 90 câbles.

Généralement, pour assurer un bon équilibre du bilan thermique, les enceintes sont calorifugées extérieurement.

4.2. - Dispositifs de chauffage et de refroidissement.

Nous avons déjà signalé que l'énergie électrique nous semblait la plus intéressante comme source de chauffage.

Lorsqu'on veut assurer l'isothermie de la face chaude, deux modes de transmission calorifique peuvent être utilisés entre la source de chaleur et cette face :

- La conduction. Elle conduit à la conception de plaques ou cylindres chauffants pleins, plaqués contre le calorifuge, réalisés dans un matériau bon conducteur de la chaleur dans lesquels les résistances chauffantes sont noyées. L'aluminium et ses alliages sont à cet égard très intéressants car faciles à mettre en oeuvre et peu coûteux (figure 5).
- La convection. Le fluide s'échauffe au contact des éléments chauffants et se refroidi sur la face avant du calorifuge.

Dans le domaine des pressions supérieures à quelques bars, on dissipe l'énergie calorifique dans la partie inférieure du volume libre, sur une hauteur de quelques centimètres, très près du calorifuge ; la convection naturelle se charge de remonter les gaz chauds jusqu'en haut et cela même pour les maquettes hautes de 6 mètres et plus. Cette disposition peut être améliorée par l'introduction d'un écran horizontal, en matériau bon isolant thermique, au-dessus des résistances (figure 6) ou en accélérant les mouvements de convection naturelle au moyen d'un ventilateur. On peut alors obtenir une température de la face chaude uniforme à plus ou moins 5°C environ.

Le plus souvent, le chauffage est assuré par plusieurs éléments chauffants qui sont alimentés indépendamment les uns

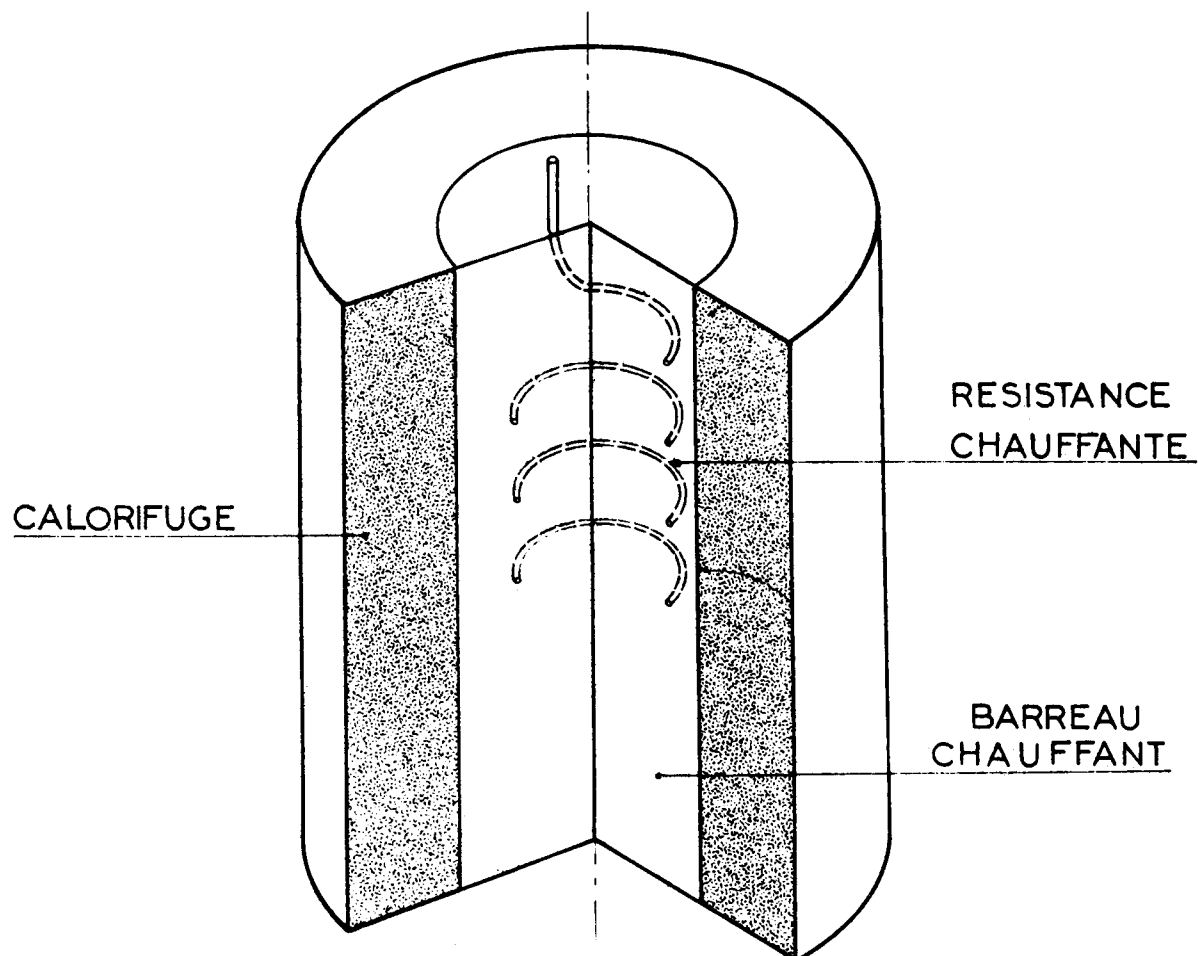
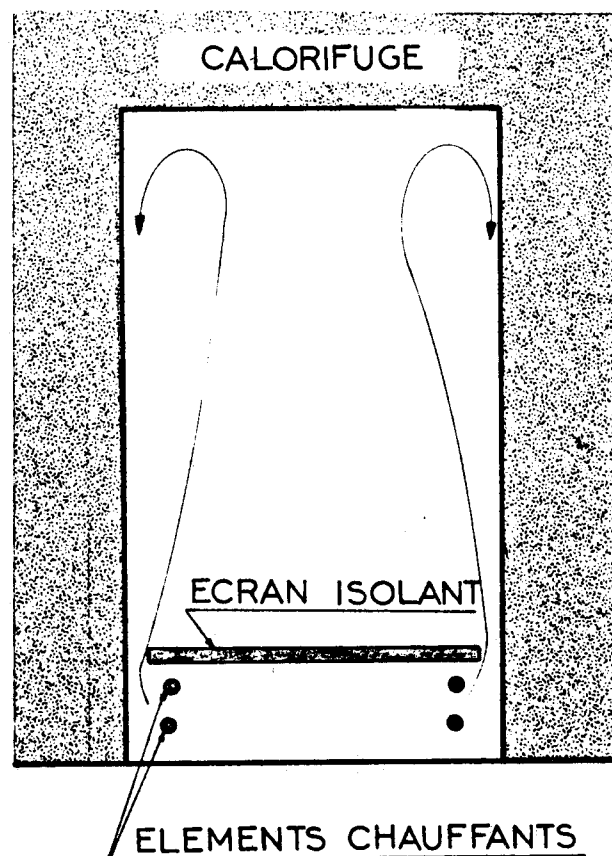


Fig 5 CHAUFFAGE PAR CONDUCTION POUR MAQUETTE CYLINDRIQUE

Fig 6 CHAUFFAGE PAR CONVECTION NATURELLE



des autres. Une grande souplesse de réglage des températures est ainsi obtenue. Avec du courant électrique alternatif, la tension aux bornes des résistances est variable d'une façon continue au moyen d'autotransformateurs, un par résistance. Elle est stabilisée dans le temps, tout au moins pendant le régime permanent.

La régulation de température peut être automatique ou manuelle. Dans le cas de plaques ou de cylindres chauffants pleins, la régulation automatique est aisément réalisée en associant à chacune des résistances un capteur de température, placé dans son voisinage immédiat, c'est-à-dire dans sa zone d'influence. Compte tenu de l'inertie thermique de l'ensemble, on utilise la régulation par tout ou rien, simple et économique.

Dans le cas de résistances chauffant le calorifuge par l'intermédiaire du fluide, la régulation automatique ne convient plus, car il n'existe pas de zone d'influence autour de chaque élément. Elle est conservée néanmoins pour approcher le réglage optimal, celui-ci étant entièrement manuel.

Le refroidissement a deux buts principaux :

- imposer un profil de température sur la ou les faces froides de la maquette,
- mesurer la densité de flux recueillie par zone. Les circuits de refroidissement sont constitués de serpentins soudés, brasés ou collés sur les plaques froides bonnes conductrices de la chaleur.

Souvent le profil recherché est l'isothermie qui possède l'avantage d'éviter au maximum les interactions entre les différents circuits.

Dans ce cas les différents circuits de refroidissement sont alimentés à partir d'une même arrivée d'eau et on s'arrange, en réglant judicieusement les débits, pour que les

échauffements soient tous identiques (figure 7).

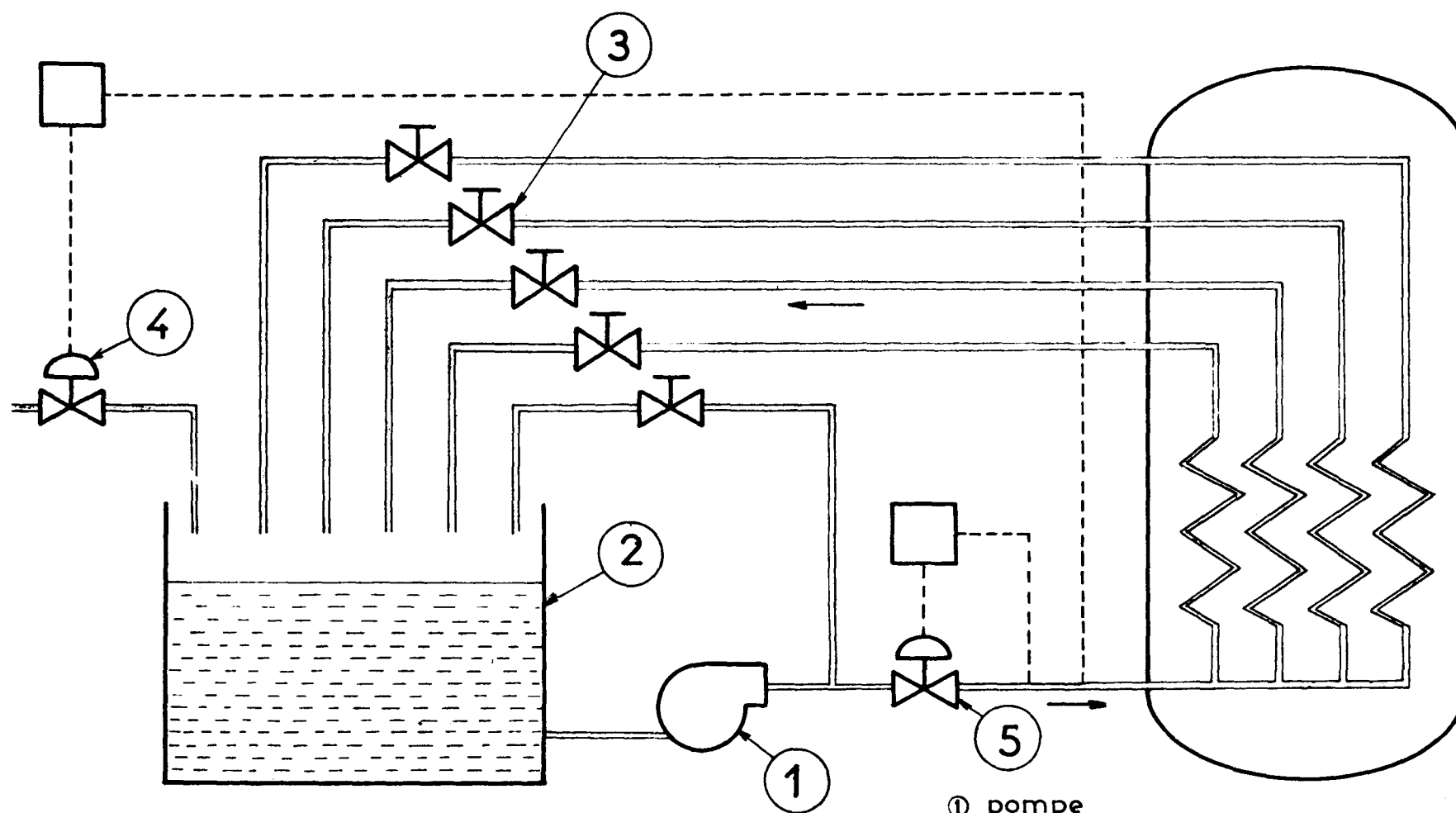
Leur pas est calculé, à partir d'une densité de flux probable, pour obtenir une uniformité convenable des températures. En règle générale, on garde le même pas pour toutes les zones. On voit alors, en toute rigueur, que l'égalité des températures moyennes des diverses zones n'est pas atteinte si les densités de flux sont différentes. On réduit donc les écarts, en prenant des pas les plus petits possibles. Par ailleurs, l'égalité recherchée des échauffements d'eau amène des débits différents dans chacun des circuits donc des conductances thermiques différentes entre eau et plaque. On s'arrange pour que les débits ne soient jamais inférieurs à une limite correspondant à la transition entre les modes d'écoulement laminaire et turbulent. Les coefficients d'échanges eau-tube deviennent alors grands devant la conductance globale du tube. et les différences de température eau-tube sont faibles et voisines pour les différents circuits.

Mais le problème le plus délicat à résoudre reste cependant d'éviter les échanges entre zones de refroidissement. La transmission par conduction peut être réduite de deux façons :

- en égalant les températures de la paroi de part et d'autre de la ligne théorique de partage des flux. On peut alors disposer entrées et sorties symétriquement par rapport à ces frontières (figure 8),
- en réduisant la section de la paroi juste au niveau de chaque ligne de partage, le remplissage étant assuré par un matériau isolant (figure 9).

La transmission par convection peut, elle, être réduite quand les différentes zones de refroidissement sont à même température et aussi par l'isolation extérieure de la maquette (calorifuge de garde).

SCHEMA DE PRINCIPE DU DISPOSITIF DE REFROIDISSEMENT



- ① pompe
- ② bache
- ③ vannes de réglage
- ④ vanne de régulation de température d'eau
- ⑤ vanne de régulation de pression d'eau

Fig 7

PRECAUTIONS A PRENDRE POUR EVITER LES TRANSPORTS DE CHALEUR ENTRE LES ZONES

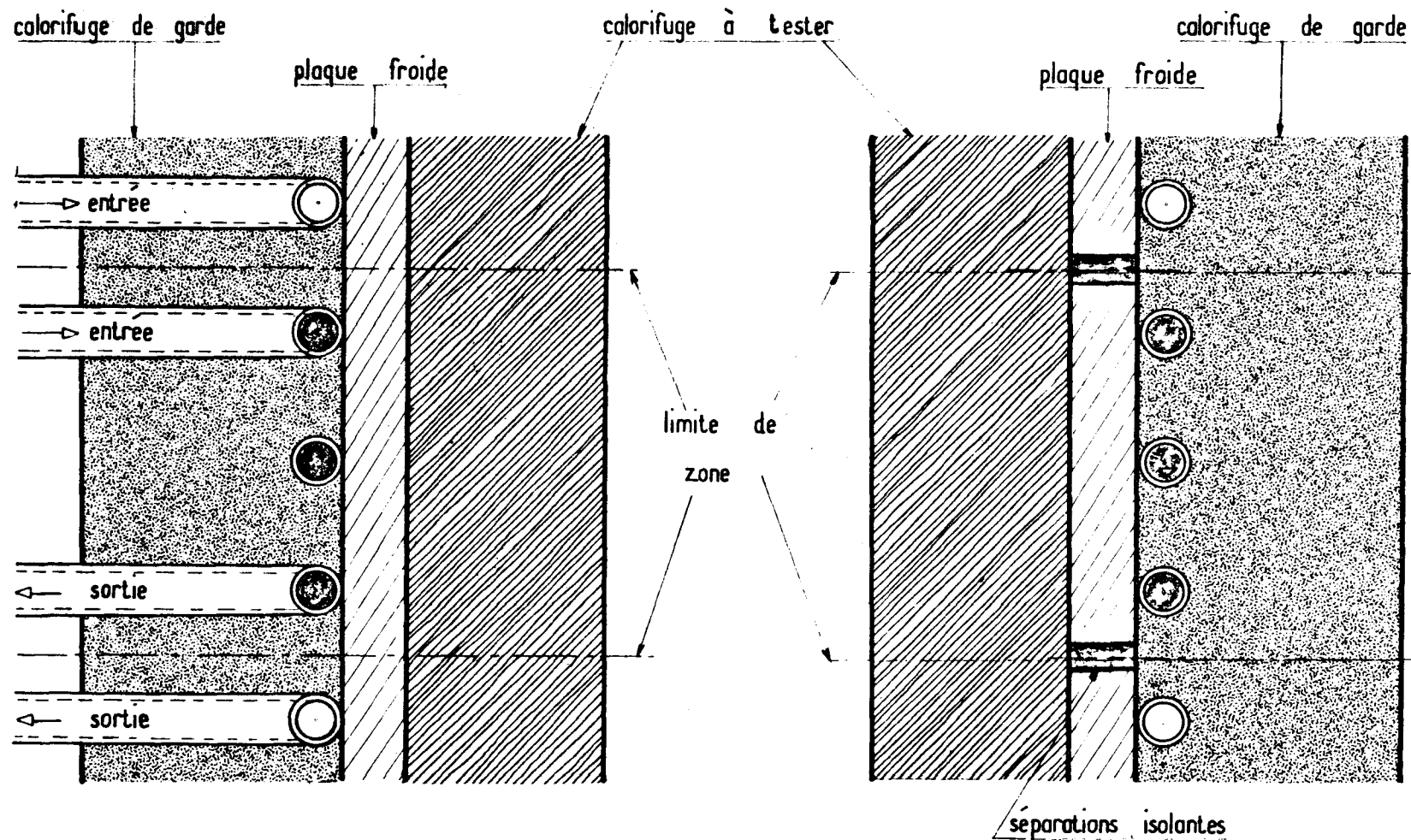


Fig 8

Fig 9

4.3. - Appareillage de mesures.

Il comporte les principales chaînes de mesures pour les paramètres suivants :

- températures,
- puissances électriques dissipées,
- débits du fluide de refroidissement,
- échauffements de ce fluide dans les divers circuits.

4.3.1. - Mesures des températures.

D'une façon générale, les capteurs utilisés sont des thermocouples d'encombrement réduit qui perturbent peu les diverses transmissions de chaleur et permettent des mesures quasi-ponctuelles. Ils sont gainés de fibres de verre quand ils n'ont pas à traverser des cloisons étanches (mesure de la température des faces froides); ils sont blindés pour les températures mesurées à l'intérieur de la maquette (faces chaudes par exemple).

Habituellement, les thermocouples ne sont pas étalonnés leur nombre étant toujours important, entre 50 et 250 par maquette, et une imprécision de l'ordre de 1 à 2°C étant admissible (ce qui donne une erreur inférieure à 2 % sur une différence des températures des faces chaude et froide de 200°C).

Les capteurs peuvent être également des sondes à résistances pour des mesures demandant plus de précision. C'est le cas de la mesure de la température d'entrée d'eau. L'erreur absolue est de l'ordre de 0,1°C.

Un enregistrement sur plusieurs voies de mesures est nécessaire pour suivre l'établissement du régime et la stabilisation en température.

4.3.2. - Mesures des puissances électriques.

Il est intéressant de disposer de la mesure de la puissance instantanée dissipée dans une résistance et de celle de la puissance moyenne pendant une durée déterminée.

La mesure instantanée est utilisée pour le réglage de l'allure de chauffe. Elle est facilement obtenue par un wattmètre et l'ordre de grandeur de l'erreur est de 1 %.

La puissance totale dissipée mesurée au moyen de compteurs d'énergie est comparée aux quantités de chaleur recueillies sur les circuits de refroidissement. L'erreur sur la puissance totale dissipée est très faible si les compteurs sont bien étalonnés.

4.3.3. - Mesures des débits du fluide de refroidissement.

L'enregistrement des débits est moins aisé que celui des températures. Il est néanmoins nécessaire de s'assurer de la régularité de ces débits et la méthode la plus simple est de multiplier le nombre des relevés de mesures dans le temps, étant entendu que la pression d'entrée reste constante. Trois méthodes de mesures peuvent, à notre avis, être employées ; elles présentent des avantages et des inconvénients :

- les mesures par moulinets, placés dans le fluide. Elles présentent l'avantage de la rapidité appréciée particulièrement au cours des réglages. Par contre, l'erreur n'est pas inférieure à 1 % et ces capteurs ont l'inconvénient de nécessiter une grande propreté du fluide de refroidissement. Dans le cas de l'eau, il est évident qu'à chaque mise en service de l'installation les canalisations drainent des particules solides de rouille qui obligent à prendre des précautions spéciales. Une eau trop calcaire peut également modifier l'étalonnage du capteur.

- les mesures par compteurs, analogues aux compteurs électriques. Ces mesures permettent d'intégrer, pendant une certaine durée non négligeable, le débit de refroidissement. L'ordre de grandeur de l'erreur faite est de l'ordre de 1 %. Cette méthode qui, comme la suivante, présente l'inconvénient de rendre le réglage des débits plus laborieux est utilisée dans le cas de débits importants, supérieurs à 500 g/s.
- les mesures par le temps de remplissage d'un volume connu. Elles sont les plus précises. Pratiquement l'erreur faite devient négligeable devant les imprécisions commises par ailleurs. Elles nécessitent un appareillage simple et peu coûteux mais aussi un expérimentateur attentif. Elles ne sont pas possibles dans le cas de refroidissement par un gaz.

4.3.4. - Mesures d'échauffements du fluide de refroidissement.

On utilise des sondes à résistance. Deux sondes sont alors placées à l'entrée et à la sortie de chaque circuit, et sont branchées sur un même pont de Wheatstone ce qui permet d'obtenir l'échauffement en une seule mesure. Par économie et comme les températures d'entrée dans les circuits sont souvent identiques, on dispose quelquefois une seule sonde d'entrée qu'on commute successivement avec chacune des sondes de sortie.

L'erreur de mesure sur une différence de température est inférieure à $0,1^{\circ}\text{C}$, soit 1 % en relatif sur un échauffement de 10°C .

5 - INSTALLATIONS REALISEES PAR LA SOCIETE BERTIN.

Pour conclure nous décrivons brièvement les installations réalisées par la Société BERTIN.

Les premières ont été réalisées à partir de 1961 dans le cadre de l'étude du calorifuge pour EDF.3, première centrale avec un caisson en béton précontraint. Coordonnée par SEEE, la partie expérimentale de l'étude avait été scindée en deux parties : de multiples essais à petite échelle, ou de présélection, permettaient d'abord de faire varier de nombreux paramètres ; puis des essais de confirmation étaient effectués sur des maquettes à grande échelle.

Pour les essais à petite échelle l'installation réalisée pour EDF comprenait cinq réservoirs, dits B.30, pouvant fonctionner simultanément. La pression maximale était de 30 bars. La méthode choisie était celle du cylindre, de révolution ou de section carrée. La hauteur des échantillons était de 0,5 m, à la rigueur 1 m en superposant deux B.30, le diamètre extérieur de 0,45 m. Le chauffage était assuré par cinq résistances indépendantes noyées dans un barreau en aluminium, le refroidissement par un dispositif encore sommaire, sans régulations. On mesurait une quarantaine de températures. Cette installation a permis de réaliser un grand nombre d'essais comparatifs, dans des délais très réduits, avec une précision convenable.

Pour les essais de confirmation une installation beaucoup plus importante a été étudiée, réalisée et mise en place à CHINON en 1962, sur le site de la centrale nucléaire. Elle fut dénommée le "mégabidon", néologisme inventé pour donner une idée de ses dimensions. L'enceinte était un réservoir de 60 m³, de 3 m de diamètre, de 9 m de hauteur, pouvant résister à une pression de 30 bars, réalisé en deux parties assemblées par une bride. Elle était placée près d'EDF.2, sous le portique roulant de 50 tonnes. La méthode utilisée était celle du cylindre. La hauteur des maquettes était de 7 mètres environ, le

diamètre entre 2 et 2,5 mètres (figure 10) ce qui permettait de connaître les caractéristiques du calorifuge essayé dans les positions de ciel et de fût. Le chauffage était assuré par vingt quatre éléments indépendants de 6 kW environ, généralement des cordons blindés plaqués contre un cylindre appelé "casing chauffant" ; à chaque voie était associée une chaîne de régulation de température par tout ou rien. Il était possible de refroidir par vingt circuits et le nombre des températures mesurées s'élevait à 258.

Ce qui a limité l'utilisation de cette installation, dans laquelle cinq calorifuges différents ont été éprouvés (pavés inox-laine de verre, Darchem, Alsthom, Saint Gobain, CAFL), certains plusieurs fois, était la pression de service devenue insuffisante pour les essais relatifs aux centrales du type BUGÉY. C'est une des raisons pour lesquelles l'enceinte a été abandonnée.

Depuis 1964, une autre installation a été créée à PLAISIR, dans nos laboratoires, en tenant compte des principes généraux que nous avons énoncés (figures 11 et 12).

Elle a été réalisée en partie pour EURATOM, en partie pour EDF. Elle comprend plusieurs enceintes : 4 dites B.60, pour 60 bars, de diamètre 0,8 m, de hauteur 2 m environ et une plus importante dite B.50, pour 50 bars, de 4 m³, de diamètre 1,2 m, de hauteur 3 m environ. Le nombre de voies de mesure de température peut être élevé : plus de 100. Vingt neuf voies de chauffage et vingt voies de refroidissement par eau sont très facilement commutables et il est possible de faire fonctionner simultanément jusqu'à 3 ou 4 enceintes. Les B.60 permettent des essais de calorifuge (figure 13) et aussi des mesures de flux de chaleur sur des géométries particulières : par exemple la convection naturelle et le rayonnement dans des cellules, dans des cheminées borgnes, autour de cartouches de combustibles nucléaires. Le B.50 (figure 14) permet d'éprouver des maquettes de 2,5 m de haut et de 1 m à 1,1 m de diamètre (figure 15).

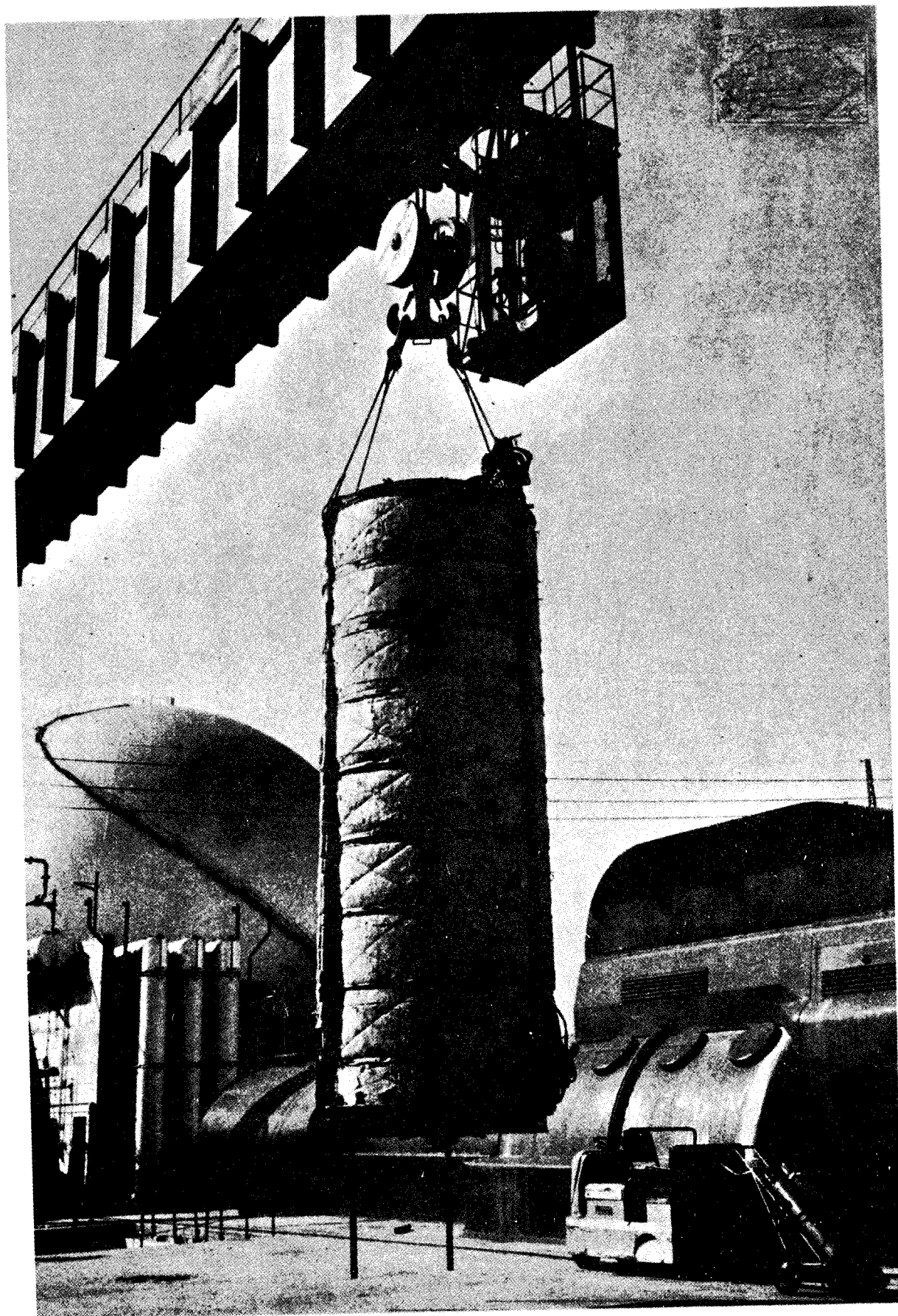


FIG. 10 MAQUETTE CYLINDRIQUE EN MEGABIDON
(site de chinon)

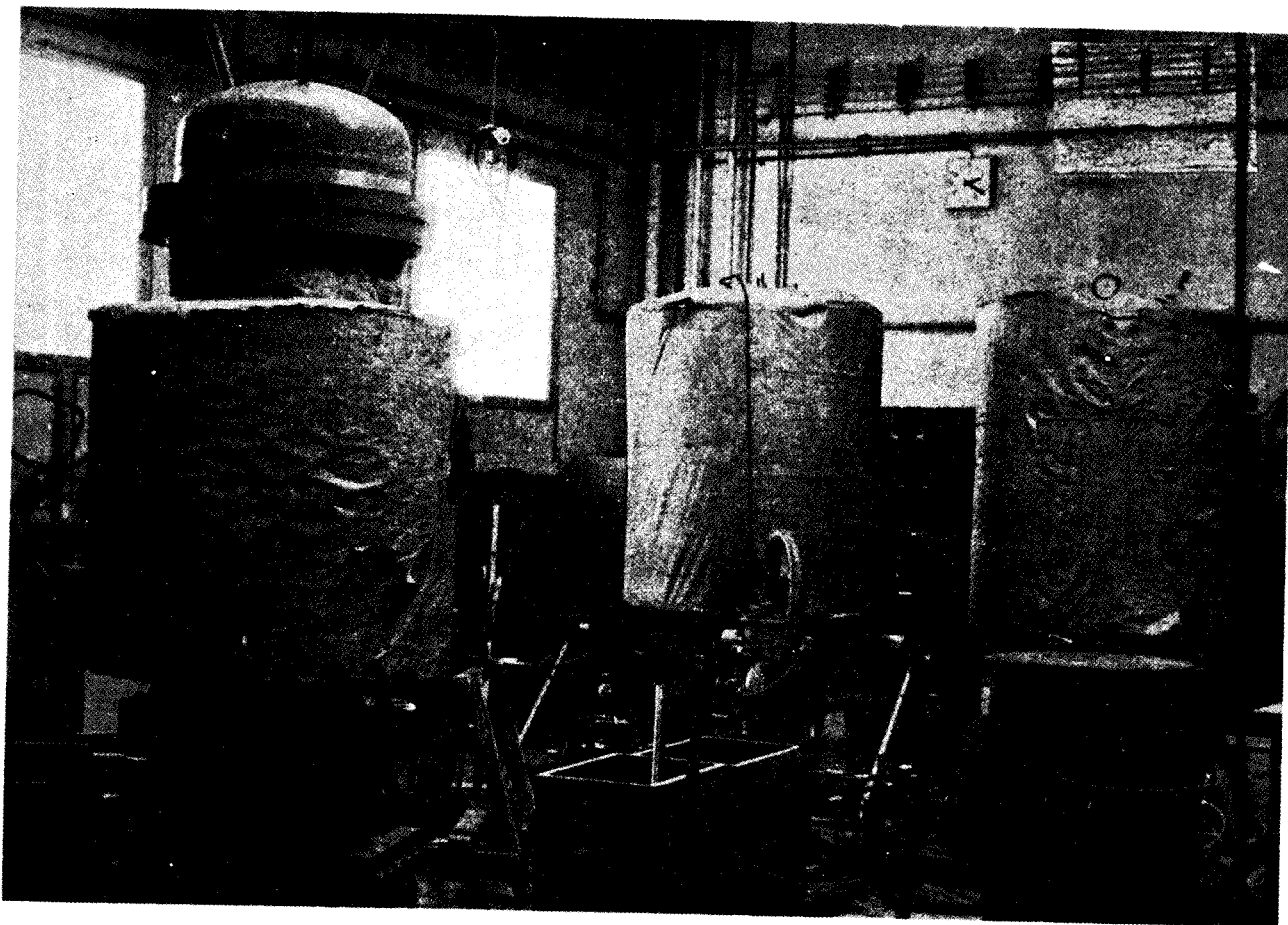


FIG. 11 ENCEINTE B 60

FIG. 12 PUPITRE DE COMMANDE ET DE REGULATION DU
CHAUFFAGE ET DE MESURE DES TEMPERATURES.

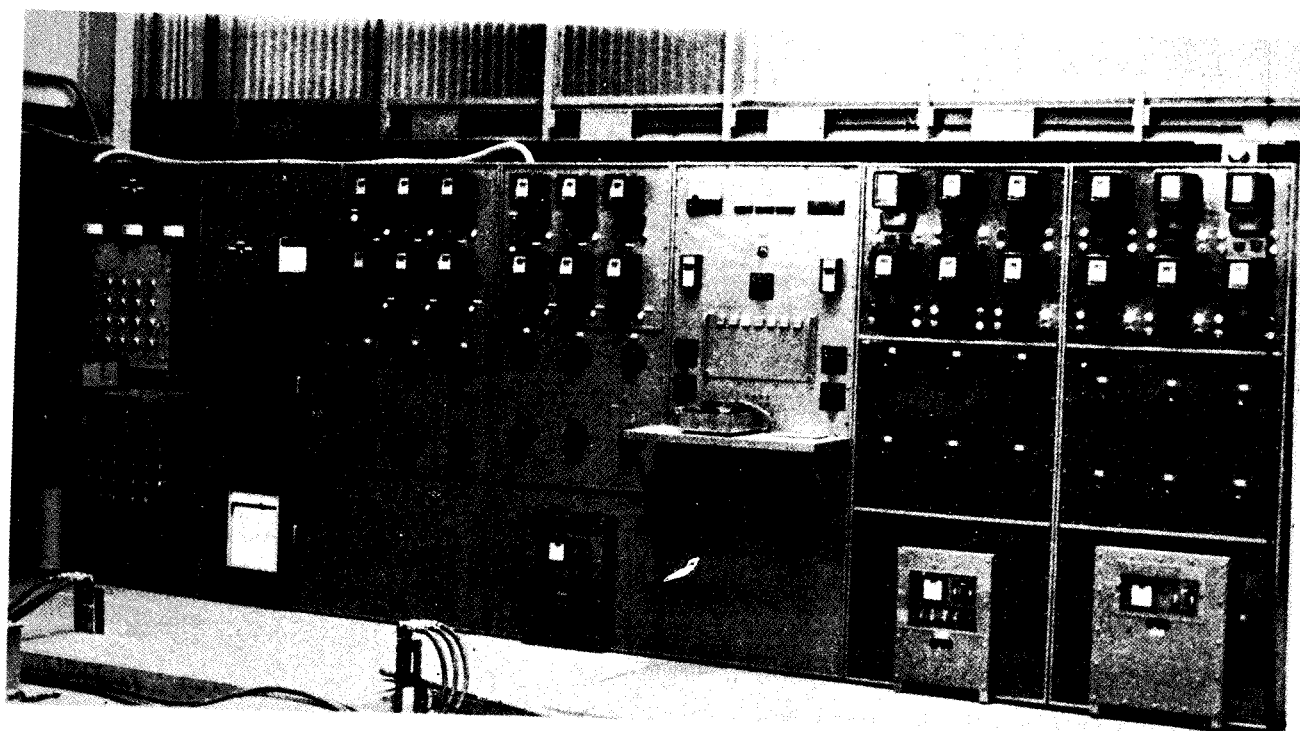




FIG. 13 VUE EXTERIEURE D'UNE MAQUETTE PLANE

Hauteur de l'ECHANTILLON : 1 METRE
Largeur : 0,40 METRE

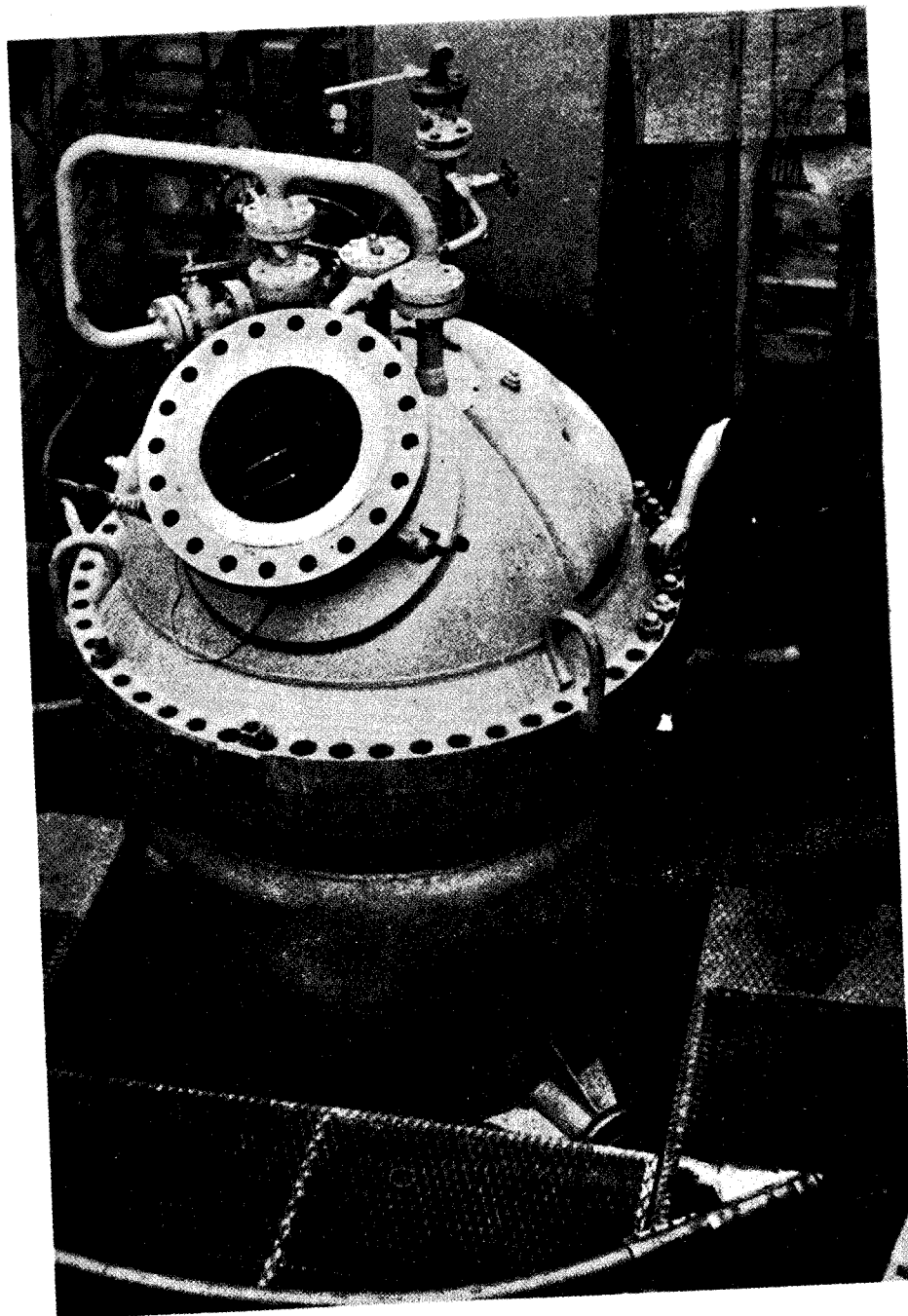


FIG. 14

ENCEINTE B 50

LE TROU D'HOMME.

LE DISPOSITIF D'EQUILIBRAGE DES PRESSIONS ET DE VIDANGE.



FIG. 15 MAQUETTE CYLINDRIQUE EN B50

Les essais de calorifuges en B.50 ont été en général couplés avec des essais en mégabidon afin de connaître l'allure de la conductibilité équivalente en fonction de la pression jusqu'à 50 bars et de trouver une loi d'extrapolation de la conductibilité équivalente en fonction du niveau sur toute la hauteur d'un caisson. Mais le B.50 est également intéressant pour des essais de points singuliers du caisson, de traversée par exemple, sur lesquels sont mesurés à la fois l'efficacité du calorifuge et celle du refroidissement. Un tel essai a été réalisé pour le débouché d'un puits de chargement et d'un puits de barre de contrôle de BUGEY 1 ; un autre est en préparation pour une traversée du fond.

Enfin la dernière installation réalisée, en 1967, a été implantée à SAINT DENIS, sur le site du Centre d'Essais Spéciaux de l'EDF. L'enceinte, appelée TE 60, qui était conçue à l'origine pour des essais d'éléments d'échangeurs, est haute de 16 m. Son diamètre est de 3 m, son volume de 100 m^3 et sa pression de service peut s'élever à 60 bars (figure 16).

Toutes les installations de chauffage et de mesure du mégabidon ont été reprises. Celle de refroidissement a été adaptée, en débit global, pour réaliser des essais de points singuliers à échelle 1. Les circuits de CO_2 ont été complètement repris pour résister à la pression de 60 bars et comportent maintenant un circulateur capable d'un débit de $0,25 \text{ kg/s}$, pour des essais éventuels d'injection de gaz dont la température est réglée par des échangeurs gaz-eau.

Dans ces circuits, le fluide utilisé au cours des divers essais que nous avons effectués est souvent l'anhydride carbonique, pour des raisons évidentes. L'azote a également été employé ; il permet une confirmation des lois obtenues avec le CO_2 . La possibilité d'effectuer des essais à l'hélium a été étudiée ; elle semble ne pas présenter de difficultés particulières sauf celle de la récupération du gaz après l'essai, souhaitable compte tenu de son prix. Les traversées éprouvées sous 60 bars à l'hélium se sont montrées étanches.

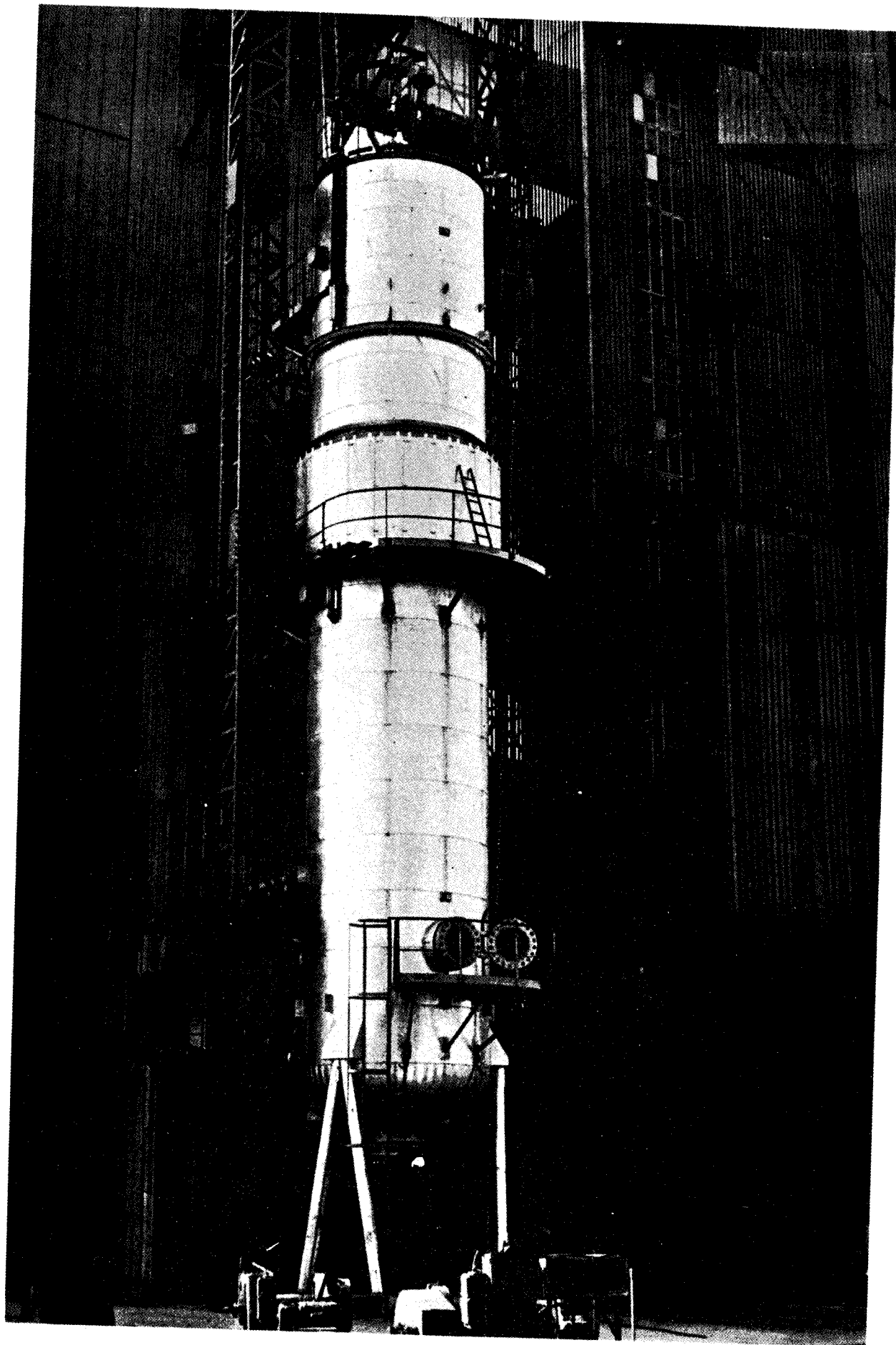


FIG. 16 ENCEINTE TE 60

Enfin, un dispositif pour l'étude à la pression atmosphérique des calorifuges poreux en présence d'eau ou d'eau et de vapeur d'eau a été réalisé pour le CEA.

La maquette est constituée par un cadre sur lequel viennent s'accrocher deux caissons porte-calorifuge (figures 17 et 18). Ce cadre est muni de cannes chauffantes pour le chauffage de l'eau et équipé de thermocouples pour la mesure des températures de l'eau et des faces chaudes des calorifuges.

En cours d'essais, la vapeur qui s'échappe en haut du dispositif se condense dans un condenseur à la pression atmosphérique et est ensuite recyclée.

On s'assure ainsi de la constance de la pression et de celle du niveau de l'eau à l'intérieur de la maquette.

Actuellement, la réalisation de maquettes pour des essais sous pression de calorifuges "à eau" est en cours.

SCHEMA DE PRINCIPE DE LA MAQUETTE D'ESSAIS DE CALORIFUGE DANS L'EAU A PRESSION ATMOSPHERIQUE

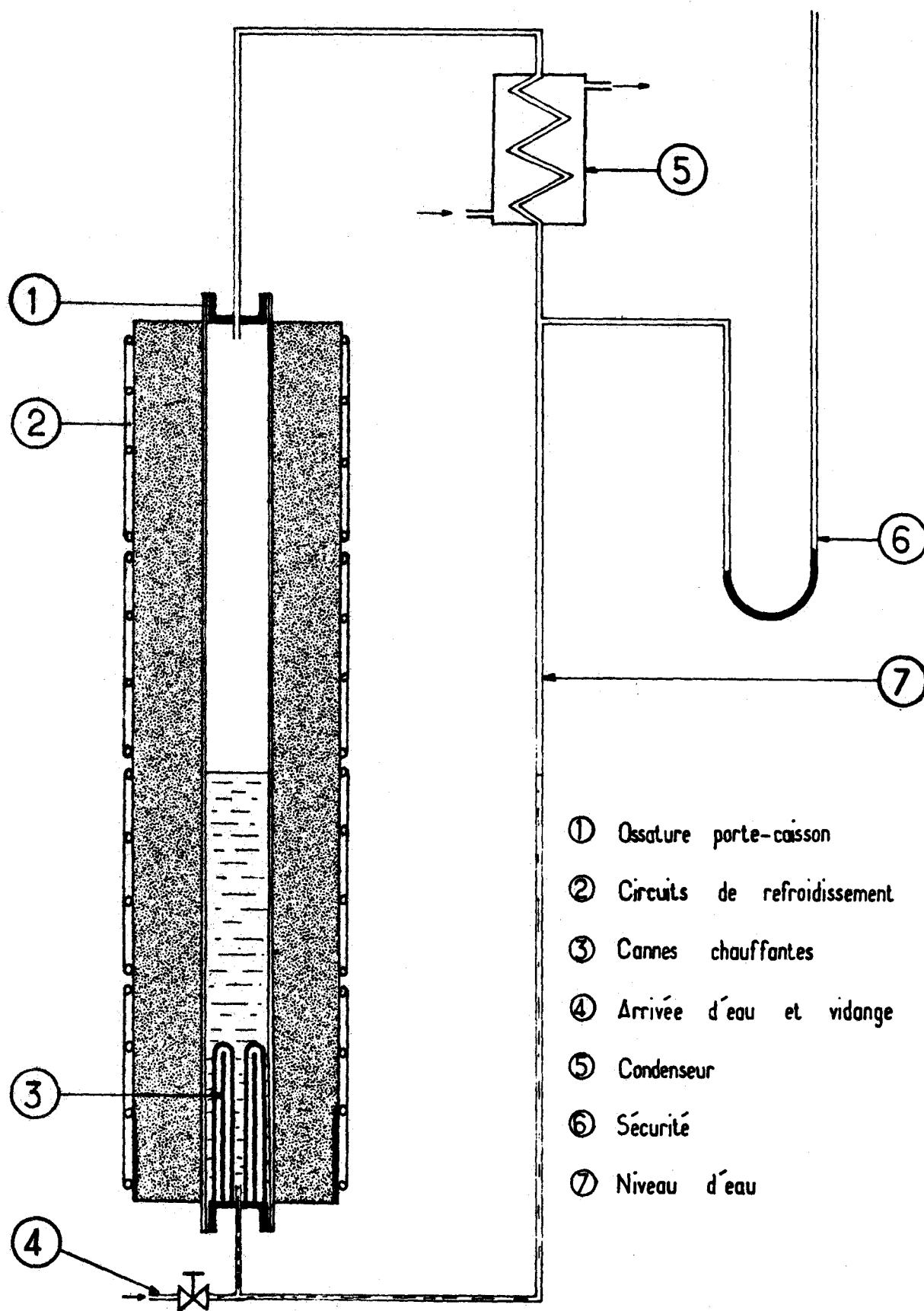


Fig 17



FIG. 18 MAQUETTE D'ESSAIS POUR CALORIFUGE DANS L'EAU.

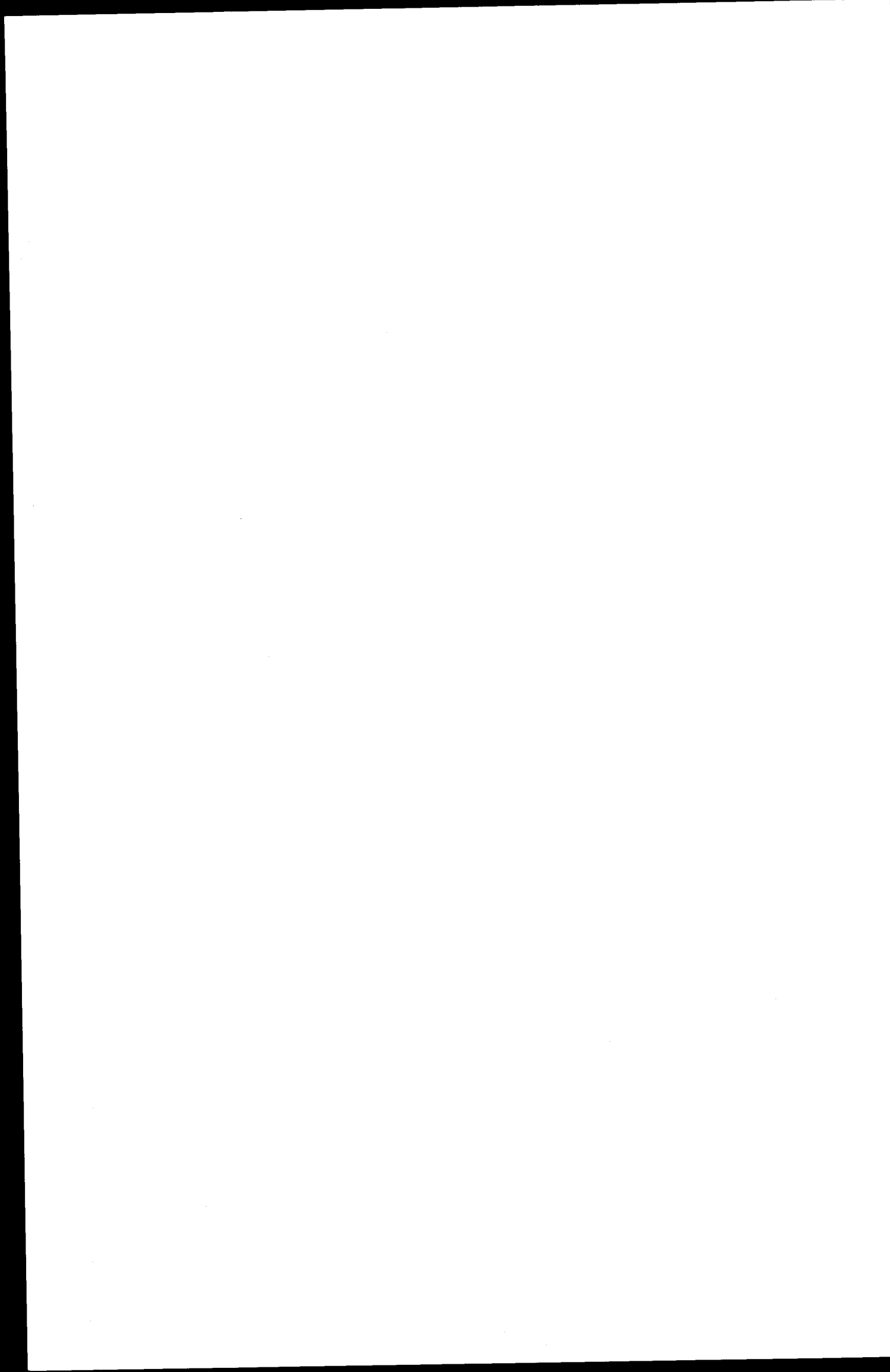
Hauteur : 1,4 METRE

Largeur : 0,5 METRE

METHODES DE CALCUL DES CIRCUITS INTERNES DE REFROIDISSEMENT
POUR REACTEURS NUCLEAIRES

G. MORDCHELLES-REGNIER et J.C. CARILLON

Soc. Bertin et Cie., Paris



1 - PREAMBULE.

Le circuit de refroidissement interne est l'un des éléments de la protection thermique du caisson. Le but de cette protection thermique est de maintenir la face interne du caisson à un niveau de température compatible avec la bonne tenue du béton et de limiter les gradients de température générateurs de contraintes thermiques aussi bien dans le caisson que dans la peau.

Dans le cas le plus classique, la protection thermique est constituée par :

- un isolant thermique placé à l'intérieur du caisson, la face chaude de cet isolant étant en contact avec le fluide caloporteur du réacteur,
- une peau métallique, devant assurer l'étanchéité du caisson, mais dont l'importance dans l'ensemble du système de protection thermique est loin d'être négligeable,
- un circuit de refroidissement interne, placé à l'extérieur de la peau d'étanchéité et contre celle-ci, sous forme de tubes ou chemises, à l'intérieur desquels circule un fluide de refroidissement,
- un système de collecteurs du fluide de refroidissement, assurant la liaison entre les circuits interne et externe,
- un circuit de refroidissement externe, comportant des pompes et des échangeurs permettant d'évacuer vers une source froide extérieure l'énergie thermique empruntée au réacteur,
- une climatisation extérieure au caisson, comportant un bâtiment de protection, et quelquefois un isolant externe associé à une circulation d'air à température contrôlée.

Il existe d'autres schémas de protection thermique dans lesquels le circuit de refroidissement interne est intégré à l'isolant thermique et placé devant la peau d'étanchéité (système INDATOM). On peut également concevoir des circuits qui ne soient pas accolés directement à la peau, mais noyés dans le béton à une certaine distance de celle-ci, la liaison thermique avec la peau étant assurée soit par des ailettes métalliques (OLDBURY), soit par le béton lui-même.

On peut finalement envisager, avec un béton de composition convenable, de faire travailler celui-ci à la température du fluide caloporteur du réacteur (système du béton chaud SEEE). La protection thermique est constituée principalement dans ce cas par la climatisation externe contrôlant le gradient thermique dans la paroi en béton.

Le but de cet exposé est de discuter quelques aspects de l'étude d'un système de refroidissement interne.

Il a paru plus facile de centrer cette discussion autour d'une disposition type, correspondant à la conception d'un certain nombre de réacteurs, dont les circuits internes ont été étudiés par la Société BERTIN (SAINT LAURENT I et II, BUGEY I, avant-projet EURATOM-AEC etc.), pour le compte de EDF, GTM, SEEE, CITRA et SFAC.

Cette disposition comportant des tubes soudés à la peau du côté du béton est utilisée sur la "partie courante" du réacteur.

La présence des points singuliers (pénétrations, supports, orifices des soufflantes etc.) nécessite la conception de circuits de refroidissement locaux, adaptés à chaque cas particulier. Quelques exemples de points singuliers seront passés en revue dans cet exposé.

Le circuit de refroidissement interne étant l'un des éléments de la protection thermique, sa définition ne peut être

dissociée de l'étude de l'ensemble. Une optimisation technico-économique devrait être effectuée dans chaque cas. Toutefois, certains impératifs technologiques, indépendants du système de protection thermique mais influençant directement ses performances, restreignent la portée réelle d'une telle optimisation. Par exemple, l'épaisseur optimale de la peau est en général choisie en fonction de sa tenue mécanique au flambage ou de la facilité de soudage, plutôt qu'en considérant ses caractéristiques thermiques.

Une optimisation suppose que le problème peut être mis en équations et résolu analytiquement ou numériquement. C'est le cas du circuit de refroidissement sur la paroi courante. Les points singuliers se prêtent plus difficilement à une résolution analytique et on doit en général se contenter d'une solution dont l'efficacité sur le plan thermique est satisfaisante sans qu'une optimisation véritable puisse intervenir. L'efficacité thermique est déterminée alors par des méthodes analogiques ou graphiques. Il semble donc opportun de diviser cette étude en deux parties distinctes.

La première, consacrée à la paroi courante, aura un caractère analytique sans toutefois prétendre à exposer une méthode générale d'optimisation.

La deuxième, axée sur les points singuliers, décrira les différentes méthodes analogiques ou graphiques et leur adaptation aux cas de figures les plus fréquemment rencontrés dans les réacteurs.

Pour ne pas alourdir cet exposé, le cas du régime permanent sera le seul envisagé. Du reste, les considérations sur les régimes transitoires mériteraient une discussion séparée.

2 - DETERMINATION DU CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT D'UNE PAROI COURANTE.

Le circuit de refroidissement étudié est constitué par des tubes parallèles, de diamètre intérieur d , d'épaisseur e_t , distants d'un pas p et soudés sur la peau d'étanchéité (figure 1).

Le but du calcul est d'établir une relation entre le pas des tubes p , la distribution de température dans la peau et le flux de chaleur transmis du fluide caloporteur à une température T_f au fluide de refroidissement à une température θ , à travers le calorifuge, la peau et le tube de refroidissement. Cette relation permettra de définir le pas compatible avec le maintien à une valeur convenable de l'une ou plusieurs des températures de référence du projet :

- la température moyenne de la peau T_m ,
- la température maximale de la peau T_o ,
- la différence de température entre le point le plus chaud et le plus froid de la peau $T_o - T_l$.

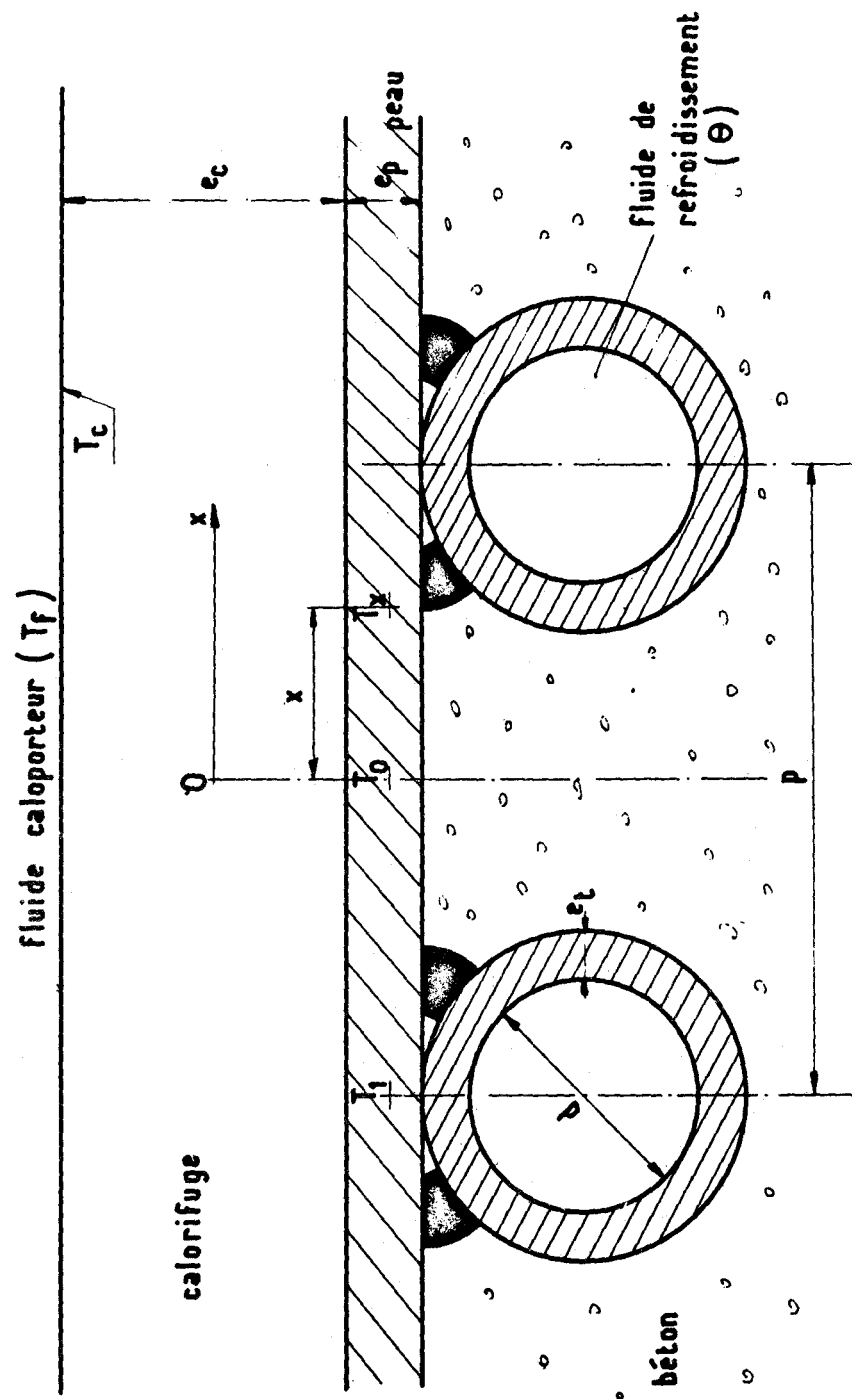
Les paramètres importants du calcul sont définis ci-dessous :

Peau d'étanchéité : épaisseur e_p et coefficient de conductibilité thermique λ_p .

Tubes de refroidissement : diamètre intérieur d , épaisseur de paroi e_t et coefficient de conductibilité thermique de la paroi du tube λ_t .

Calorifuge intérieur : épaisseur e_c et coefficient de conductibilité équivalente λ_c .

Fig.1 REFROIDISSEMENT D'UNE PAROI COURANTE



Fluide caloporteur : température T_f et coefficient d'échange fluide-face chaude du calorifuge h_f .

Fluide de refroidissement : conductibilité thermique λ_r , chaleur spécifique c , viscosité μ , densité ρ , nombre de Prandtl Pr , vitesse d'écoulement V , température d'entrée θ_e , coefficient d'échange h_r .

2.1. - Distribution des températures dans le système peau-tube de refroidissement.

2.1.1. - Recherche d'un schéma de calcul.

Pour faciliter la mise en équation, on peut essayer de remplacer le tube et la bande de la peau dont il assure le refroidissement, de largeur $p/2$ de part et d'autre de la génératrice de contact, par un système simple thermiquement équivalent et permettant de considérer l'écoulement de chaleur comme unidimensionnel. Le premier schéma qui vient à l'esprit est obtenu en développant le tube (figure 2 a).

Si le pas p est grand devant la distance des deux soudures sur un même tube, on peut simplifier davantage, et passer au schéma suivant (figure 2 b), en admettant que la largeur des soudures est égale à l'épaisseur du tube et qu'elles sont situées sous la génératrice de contact tube-peau.

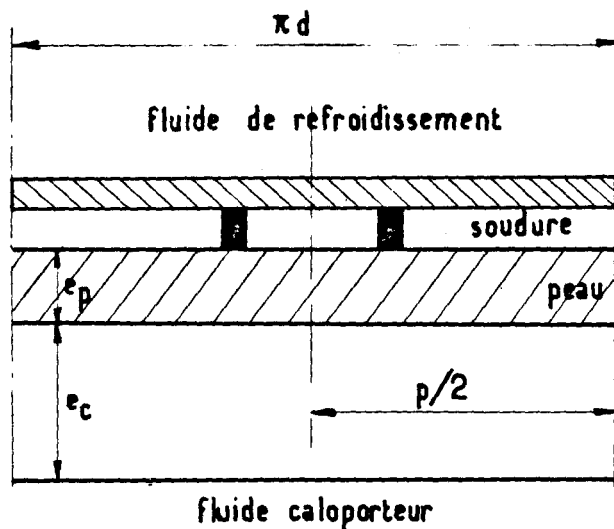
L'ensemble peau-tube est considéré comme deux ailettes* de chauffage et de refroidissement raboutées, la première recevant un flux thermique du fluide caloporteur à la température T_f à travers le calorifuge, la deuxième cédant le même flux au fluide de refroidissement à la température θ .

- - - - -

* On désigne habituellement par le terme "aillette" un solide allongé, recevant sur sa surface latérale un flux thermique par échange avec un fluide et le transmettant par conduction à l'une de ses extrémités.

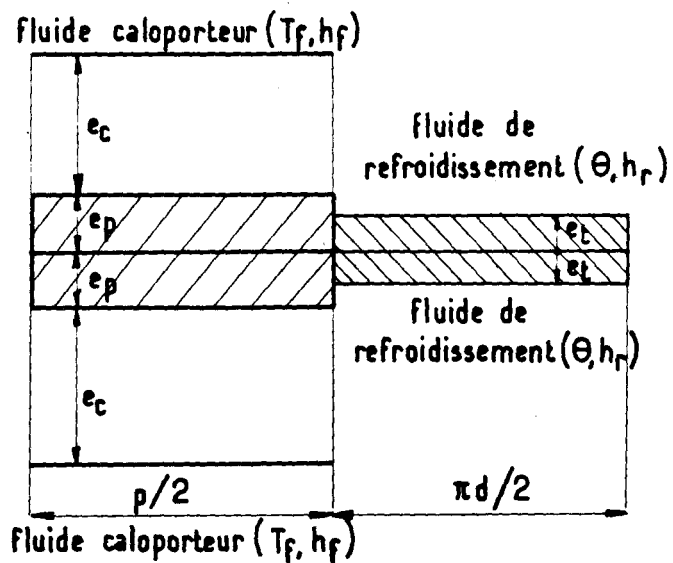
fig. 2 REFROIDISSEMENT DE LA PARTIE COURANTE
DU CAISSON

METHODE DE CALCUL COMPLETE : Schématisation



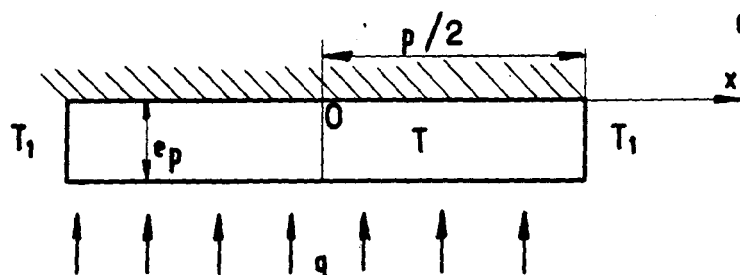
a) première étape

b) deuxième étape



METHODE DE CALCUL SIMPLIFIEE : Schématisation

c) schéma adopté



Il est alors possible d'utiliser les équations classiques de distribution de température et de flux dans une ailette. Toutefois, une ailette au sens classique du terme échange de la chaleur avec le fluide par ses deux faces. Pour tenir compte du fait que la peau et le tube effectuent des échanges par une seule de leurs deux faces, l'autre étant supposée adiabatique (si on considère le béton du caisson comme un isolant parfait), chacun de ces éléments sera représenté par une ailette d'épaisseur double, en contact sur les deux faces avec les fluides respectifs. Sur la figure 2b ces ailettes équivalentes de longueur $p/2$ pour la peau et $\pi.d/2$ pour le tube sont obtenues en rabattant l'une contre l'autre les deux faces adiabatiques des éléments de peau situés de part et d'autre du tube de refroidissement et les deux faces adiabatiques de ce tube (on peut vérifier que dans cette schématisation les surfaces d'échange réelles sont conservées).

L'équation différentielle de la distribution des températures T dans une ailette d'épaisseur e , de conductibilité λ échangeant avec un fluide à la température T_f un flux de densité $h.(T_f-T)$ s'obtient en effectuant le bilan thermique sur une tranche élémentaire de longueur dx , avec l'hypothèse que chaque section de l'ailette est isotherme :

$$(1) \quad \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{2.h.(T_f-T)}{\lambda.e} = 0$$

La solution, avec comme conditions aux limites $\frac{dT}{dx} = 0$ pour l'extrémité, $T = T_1$ pour la base, est pour une ailette de hauteur l :

$$(2) \quad T_f - T = (T_f - T_1) \cdot \frac{\text{ch}(m.x)}{\text{ch}(m.l)} \text{ avec } m^2 = \frac{2.h}{\lambda.e}$$

La distribution des températures dans une ailette est donc une chaînette.

Le flux linéique de chaleur ϕ_l transmis par l'ailette par unité de sa longueur, déduit de cette distribution de température, est :

$$(3) \quad \phi_l = \int_0^l 2.h.(T_f - T).dx = (T_f - T_1) \cdot \sqrt{2.h.e.\lambda} \cdot \text{th}(m.l) = C.(T_f - T_1)$$

C étant la conductance du système ailette-fluide par unité de longueur d'ailette.

Ayant établi les équations de distribution de température et de flux pour une ailette classique d'épaisseur e échangeant de la chaleur par ses deux faces, nous allons les appliquer à des ailettes d'épaisseur $e = 2.e_p$ pour la peau et $e = 2.e_t$ pour le tube.

Dans le cas de la peau, le coefficient d'échange équivalent h_p résulte de la mise en série de la conductance thermique de convection fluide caloporteur-calorifuge (coefficient d'échange h_f) et de la conductance du calorifuge ($\frac{\lambda_c}{e_c}$) :

$$\frac{1}{h_p} = \frac{1}{h_f} + \frac{e_c}{\lambda_c}$$

$$(4) \quad h_p = \frac{\lambda_c}{e_c + \frac{\lambda_c}{h_f}}$$

Cette relation n'est valable que si le flux thermique dans le calorifuge est normal à la peau (conductibilité du calorifuge négligeable dans la direction parallèle à la peau).

En posant :

$$m_p^2 = \frac{h_p}{\lambda_p \cdot e_p}$$

la température T de la peau à l'abscisse x s'exprime d'après (2) par :

$$(5) \quad T_f - T = (T_f - T_1) \cdot \frac{\text{ch}(m_p \cdot x)}{\text{ch}(m_p \cdot \frac{D}{2})}$$

Le flux thermique par mètre est (d'après 3) :

$$(6) \quad \phi_l = C_{pc} \cdot (T_f - T_1)$$

avec :

$$C_{pc} = 2 \cdot \sqrt{h_p \cdot e_p \cdot \lambda_p} \cdot \text{th}(m_p \cdot \frac{D}{2})$$

Le symbole C_{pc} représente la conductance du système fluide caloporteur-calorifuge-peau d'étanchéité.

Dans le cas du tube de refroidissement, le coefficient d'échange équivalent h_r résulte de la mise en série des échanges par convection avec le fluide de refroidissement, exprimés par le coefficient d'échange h_r^o , et d'une résistance thermique interne R_s due à la salissure (en $m^2 \cdot ^\circ C/W$) :

$$(7) \quad \frac{1}{h_r} = \frac{1}{h_r^o} + R_s$$

Le coefficient d'échange h_r^o est déterminé à partir des formules classiques. En régime turbulent ($\frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} > 2,3 \cdot 10^3$), on utilise la formule de DITTUS et BOELTER :

$$(8) \quad Nu = \frac{h_r^o \cdot d}{\lambda_r} = 0,023 \cdot \left(\frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu \cdot c}{\lambda_r} \right)^{0,4}$$

Avec ces données, le flux thermique par mètre est exprimé en appliquant (3) :

$$(9) \quad \phi_\ell = C_r \cdot (T_1 - \theta)$$

où

$$C_r = 2 \cdot \sqrt{h_r \cdot e_t \cdot \lambda_t} \cdot \text{th} \left(m_r \cdot \frac{\pi \cdot d}{2} \right)$$

avec

$$m_r^2 = \frac{h_r}{\lambda_t \cdot e_t}$$

Dans ces expressions, C_r représente la conductance du système tube-fluide de refroidissement.

La conductance globale de la protection thermique C_{gl} résulte de la mise en série des conductances C_{pc} et C_r :

$$(10) \quad C_{gl} = \frac{C_r \cdot C_{pc}}{C_{pc} + C_r}$$

$$(11) \quad \phi_l = C_{gl} \cdot (T_f - \theta)$$

La relation (11) permet de calculer le flux ϕ_l évacué à travers le système par mètre de longueur du tube, donc pour une surface de peau de p mètres carrés.

L'élimination de ϕ entre (6) et (9) permet d'exprimer T_1 en fonction des températures des fluides T_f et θ :

$$(12) \quad T_1 = \left(\frac{C_r \cdot \theta + C_{pc} \cdot T_f}{C_r + C_{pc}} \right)$$

L'introduction de cette valeur de T_1 dans (5) permet de calculer la température de la peau à l'abscisse x , en fonction de T_f et de θ :

$$(13) \quad T_f - T = \left(T_f - \frac{C_r \cdot \theta + C_{pc} \cdot T_f}{C_r + C_{pc}} \right) \cdot \frac{\text{ch}(m_p \cdot x)}{\text{ch}(m_p \cdot \frac{p}{2})}$$

Les équations (11) et (13) décrivent le comportement de la protection thermique : flux transmis (relation 11) et températures dans la peau (relation 13).

La température la plus élevée de la peau T_0 obtenue pour $x = 0$ (donc à mi-distance des deux tubes voisins) est donnée par :

$$(14) \quad T_f - T_0 = \left(T_f - \frac{C_r \cdot \theta + C_{pc} \cdot T_f}{C_r + C_{pc}} \right) \cdot \frac{1}{\text{ch}(m_p \cdot p/2)}$$

La température moyenne T_m de la peau est définie par :

$$(15) \quad T_m = \frac{2}{p} \cdot \int_0^{p/2} T \cdot dx = T_f - \left(T_f - \frac{C_r \cdot \theta + C_{pc} \cdot T_f}{C_r + C_{pc}} \right) \cdot \frac{\text{th}(m_p \cdot p/2)}{m_p \cdot p/2}$$

2.1.2. - Calcul simplifié de la distribution de température dans la peau.

Dans la plupart des cas de calcul de la paroi courante, la résistance thermique du calorifuge est grande devant celle de la peau, ce qui revient à dire que :

$$(16) \quad (T_f - T_m) \gg (T_m - T_l)$$

avec

$$T_m = \frac{2}{p} \int_0^{p/2} T \cdot dx$$

On peut alors rechercher une représentation plus simple de la distribution de température dans la peau que la chaînette déduite des calculs précédents. Pour ce faire, on admet que la densité de flux thermique q reçue par la peau ne varie pas en fonction de l'abscisse x :

$$(17) \quad q = h_p \cdot (T_f - T_m)$$

$$(18) \quad \phi_2 = q \cdot p \quad (\text{flux par mètre de tube})$$

Pour établir l'équation différentielle de la distribution de température dans la peau on utilise le schéma représenté sur la figure 2 c.

$$(19) \quad \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{q}{\lambda_p \cdot e_p} = 0$$

Sa solution, avec les mêmes conditions aux limites que précédemment :

$$T = T_1 \quad \text{pour } x = \frac{p}{2}$$

$$\frac{dT}{dx} = 0 \quad \text{pour } x = 0$$

est :

$$(20) \quad T - T_1 = \frac{q}{\lambda_p \cdot e_p} \cdot \left(\frac{p^2}{8} - \frac{x^2}{2} \right)$$

La distribution approchée des températures est donc une parabole.

La température moyenne devient :

$$(21) \quad T_m = T_1 + \frac{q}{\lambda_p \cdot e_p} \cdot \frac{p^2}{12}$$

et la température maximale :

$$(22) \quad T_o = T_1 + \frac{q}{\lambda_p \cdot e_p} \cdot \frac{p^2}{8} = T_m + \frac{q}{\lambda_p \cdot e_p} \cdot \frac{p^2}{24}$$

Pour bien matérialiser le rôle des différents éléments de la protection thermique dans la transmission de la chaleur, il est utile de définir les conductances et résistances thermiques de ces différents éléments par mètre de longueur du circuit d'une manière un peu différente de celle utilisée dans le paragraphe précédent. En particulier, on distinguera la conductance de la peau de celle du calorifuge.

2.2. - Méthode de calcul pratique.

On rappelle que par définition la résistance thermique R d'un élément est l'inverse de sa **conductance**.

$$R = \frac{1}{C}$$

et, que les résistances thermiques en série s'additionnent.

On a alors, T_c étant la température du calorifuge sur sa face en contact avec le fluide caloporteur et en prenant comme niveau thermique de la peau sa température moyenne T_m , les différentes expressions du flux par mètre de longueur du circuit :

$$(23) \quad \phi_l = q \cdot p = C_f \cdot (T_f - T_c) = C_c \cdot (T_c - T_m) = C_p \cdot (T_m - T_l) = C_r \cdot (T_l - \theta)$$

avec :

$$C_f = p \cdot h_f \quad \text{et} \quad C_c = p \cdot \frac{\lambda_c}{e_c}$$

La résistance globale de la protection thermique est déterminée par la mise en série des résistances partielles :

$$(24) \quad R_{gl} = R_f + R_c + R_p + R_r = \frac{1}{p \cdot h_f} + \frac{e_c}{p \cdot \lambda_c} + \frac{1}{C_p} + \frac{1}{C_r}$$

$$(25) \quad \phi_l = q \cdot p = \frac{T_f - \theta}{R_{gl}}$$

L'équation (21) permet de déterminer la conductance de la peau :

$$(26) \quad C_p = \frac{12 \cdot \lambda_p \cdot e_p}{p}$$

La conductance du système tube-fluide de refroidissement est donnée par l'expression :

$$C_r = 2 \cdot \sqrt{h_r \cdot \lambda_t \cdot e_t} \cdot \text{th}(m_r \cdot \frac{\pi \cdot d}{2}) \text{ du paragraphe 2.1.1.}$$

Toutefois, avec les caractéristiques usuelles des circuits, la valeur de $\text{th}(m_r \cdot \frac{\pi \cdot d}{2})$ est très proche de l'unité et on peut écrire :

$$(27) \quad C_r = 2 \cdot \sqrt{h_r \cdot e_t \cdot \lambda_t}$$

En outre à partir du système (23) et de la relation (26) on peut écrire :

$$(28) \quad T_m - \theta = q \cdot p \cdot \left(\frac{1}{C_p} + \frac{1}{C_r} \right) = \frac{q \cdot p}{C_r} + \frac{q \cdot p^2}{12 \cdot \lambda_p \cdot e_p}$$

Pour une protection thermique donnée, définie par les températures extrêmes des fluides T_f et θ , par la géométrie du dessin et par les caractéristiques des matériaux, il est possible de calculer la résistance globale R_{gl} à partir de (24), en déduire le flux ϕ_g et la densité de flux q par (25), obtenir les chutes de températures partielles par le système d'équation (23) et introduire la température T_1 ainsi calculée dans l'expression (20) pour déterminer la distribution des températures dans la peau.

Pour définir une protection répondant à un cahier des charges, on procède dans un ordre différent.

On détermine une densité de flux admissible q à prendre en compte dans le calcul, à partir des performances possibles de l'isolant thermique, de l'intensité de la convection (naturelle ou forcée) entre le fluide caloporteur et l'isolant, de

la température du fluide caloporteur et de la température moyenne considérée comme admissible pour la peau.

On fait souvent intervenir un coefficient de sécurité k pour tenir compte des incertitudes sur les performances thermiques du calorifuge.

$$(29) \quad q = \frac{k \cdot \lambda_c}{e_c} \cdot (T_c - T_m) = \frac{k \cdot \lambda_c}{e_c + \frac{k \cdot \lambda_c}{h_f}} \cdot (T_f - T_m)$$

On choisit ensuite les caractéristiques de la peau (e_p et λ_p) et celles du tube de refroidissement (d , e_t et λ_t , nature et vitesse du fluide d'où la conductance C_r). La température du fluide de refroidissement à l'entrée du circuit interne θ_e est déterminée à partir des possibilités locales de refroidissement extérieur (par exemple la température de la rivière) compte tenu d'une efficacité raisonnable des échangeurs. La température du fluide de refroidissement à la sortie du circuit interne θ_s est fixée à un niveau suffisamment éloigné de la température admissible T_m de la peau pour conduire à un pas raisonnable.

Le pas du circuit de refroidissement nécessaire pour obtenir T_m est calculé à partir de l'expression (28) qui est une équation du second degré en p . La racine positive en est

$$(30) \quad p = 6 \cdot \lambda_p \cdot e_p \cdot \left(-\frac{1}{C_r} + \sqrt{\frac{1}{C_r^2} + \frac{T_m - \theta}{3 \cdot q \cdot \lambda_p \cdot e_p}} \right)$$

La température du fluide θ à introduire dans cette expression peut être la température moyenne :

$$\theta_m = \frac{\theta_s + \theta_e}{2}$$

si un arrangement judicieux des circuits voisins à contre-courant le justifie. Pour des raisons de sécurité, on choisit en général la température de sortie θ_s , ce qui permet, dans tous les cas, de ne dépasser la valeur admissible de T_m en aucun point de la peau.

La valeur admissible T_m est définie par la tenue du caisson aux contraintes thermiques. Il convient de vérifier que la température maximum de la peau T_o est compatible avec la valeur admissible pour la bonne tenue du béton. L'équation (22) permet cette vérification et un ajustement du pas si cela se révèle nécessaire.

Le choix de la vitesse du fluide V déjà effectué pour déterminer la conductance C_n impose un débit masse par tube :

$$(31) \quad D = \rho \cdot V \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

La longueur de chaque circuit élémentaire L est fixée par le respect de la température de sortie du fluide θ_s :

$$(32) \quad q \cdot p \cdot L = D \cdot c \cdot (\theta_s - \theta_e)$$

Le nombre n des circuits élémentaires en parallèle nécessaires pour couvrir une surface S de caisson est :

$$(33) \quad n = \frac{S \cdot q}{q \cdot p \cdot L} = \frac{S}{p \cdot L}$$

La perte de charge due au frottement sur les parois internes des tubes est déterminée en fonction d'un coefficient de frottement dépendant du régime d'écoulement et de la rugosité des tubes.

$$(34) \quad \Delta p_f = 4.f. \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho.v^2}{2}$$

A cette perte de charge il convient d'ajouter les pertes de charge singulières (raccordements, changements de sections, etc.) Δp_s et la puissance de pompage correspondante est :

$$(35) \quad W = (\Delta p_f + \Delta p_s).n.D$$

La définition d'un circuit telle qu'elle vient d'être décrite nécessite un certain nombre de choix successifs, dont les répercussions sur les performances d'ensemble du circuit interne, sur le dimensionnement du circuit externe et sur le comportement du caisson, sont importantes. Pour guider ces choix et jeter les bases d'une optimisation éventuelle, il est souhaitable de passer en revue l'influence de différents paramètres.

2.3. - Etude paramétrique du circuit interne.

2.3.1. - Exemple de référence.

Afin d'illustrer l'influence relative des différents paramètres, on peut étudier la variation de l'un d'eux (par exemple celle du pas p), en faisant varier successivement un à un tous les autres.

Cette méthode est critiquable, car l'influence d'un paramètre sur le pas dépend de la valeur des autres grandeurs en présence. Toutefois, son emploi circonstancié permet de faire un premier classement de valeurs.

A titre d'exemple, un circuit de refroidissement type est défini ci-dessous.

DONNEES.

Fluide caloporteur	CO ₂ sous pression
Température du fluide caloporteur	T _f = 250°C
Coefficient d'échange fluide-calorifuge (convection naturelle perturbée)	} h _f = 50 W/m ² .°C
Coefficient de conductibilité du calorifuge	
Coefficient de sécurité sur λ _c	} λ _c = 0,185 W/m ² .°C
Epaisseur de la peau	
Conductibilité de la peau	k = 1,5
Température moyenne admissible sur la peau	e _p = 2,5.10 ⁻² m
Fluide de refroidissement	λ _p = 50 W/m.°C
Température d'eau à la sortie du circuit de refroidissement	} T _m = 50°C
Vitesse d'eau	
Diamètre intérieur du tube	eau
Epaisseur du tube	} θ _s = 30°C
Conductibilité du tube	
Conductance du tube par mètre de longueur avec un encrassement défini par R _s = 2.10 ⁻⁴ m ² .°C/W	V = 1 m/s
Conductance du tube par mètre de longueur sans encrassement	d = 2,72.10 ⁻² m
Densité de flux thermique admissible sur la peau	e _t = 3,25.10 ⁻³ m
	λ _t = 50 W/m.°C
	} C _r = 43,4 W/m.°C
	} C _r ^o = 48,4 W/m.°C
	} q = 1000 W/m ²

RESULTATS DE CALCUL.

Pas nécessaire	$p = 0,4015 \text{ m}$
Conductance linéique de la peau	$C_p = 37,4 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$
Résistance linéique de la peau	$R_p = 2,67.10^{-2} \text{ m.}^\circ\text{C/W}$
Epaisseur de calorifuge	$e_c = 5.10^{-2} \text{ m}$
Résistance linéique d'échange fluide caloporteur-calorifuge	$\left. \begin{array}{l} R_f = 4,98.10^{-2} \text{ m.}^\circ\text{C/W} \end{array} \right\}$
Résistance linéique du calorifuge	$R_c = 44,9.10^{-2} \text{ m.}^\circ\text{C/W}$
Résistance linéique du circuit interne	$R_r = 2,3.10^{-2} \text{ m.}^\circ\text{C/W}$
Résistance linéique globale de la protection	$\left. \begin{array}{l} R_g = 54,85.10^{-2} \text{ m.}^\circ\text{C/W} \end{array} \right\}$
Températures de la peau : minimum	$T_l = 39,3^\circ\text{C}$
maximum	$T_o = 55,5^\circ\text{C}$

2.3.2. - Examen des résultats.

La résistance thermique globale se compose d'un terme prépondérant (résistance du calorifuge R_c) et de trois termes de même ordre de grandeur (résistance convective du fluide caloporteur R_f , résistance de la peau R_p et résistance du circuit interne R_r). En particulier ces deux dernières sont très voisines. L'utilisation de la méthode simplifiée de calcul ($q=Cte$) est justifiée, car $R_f+R_c \gg R_p$, donc $(T_f-T_m) \gg (T_m-T_l)$. Il est nécessaire de préciser que dans les parties du réacteur où l'échange gaz-calorifuge a lieu par convection forcée, R_f aura une valeur bien plus faible, pratiquement négligeable.

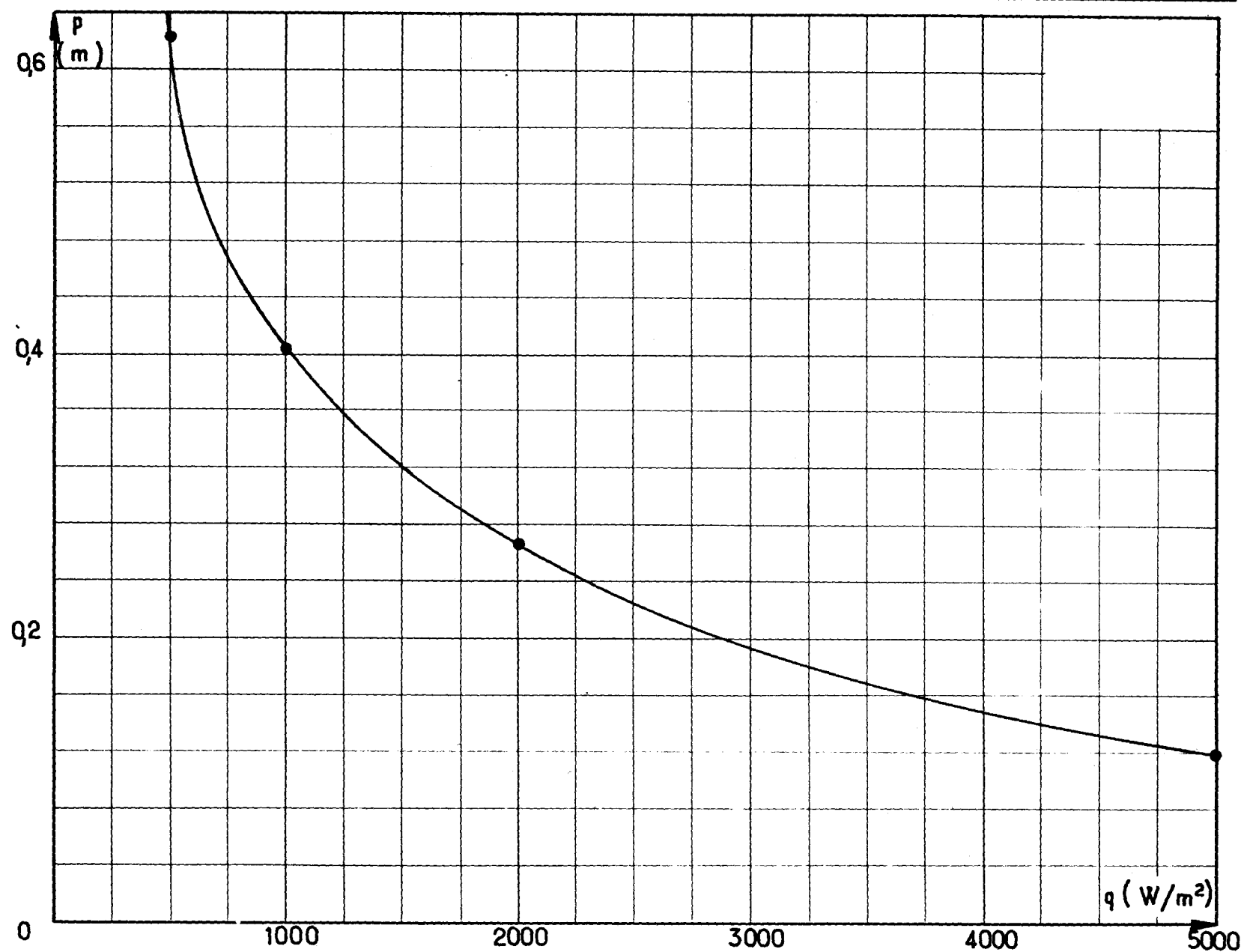
2.3.3. - Influence des paramètres.

a) Densité de flux q (figure 3).

L'examen des ordres de grandeur des différents termes dans l'expression (30) montre que :

$$(1/C_r)^2 = (R_r)^2 \ll \frac{T_m - \theta}{3 \cdot q \cdot \lambda_p \cdot e_p}$$

fig. 3 VARIATION DU PAS EN FONCTION DE LA DENSITE DE FLUX



La variation absolue du pas nécessaire au bon refroidissement sera donc sensiblement proportionnelle à la variation de $q^{-1/2}$.

La valeur de q dépend essentiellement des caractéristiques du calorifuge (épaisseur et conductibilité). Pour certains types d'isolants, sensibles à la convection naturelle, la conductibilité apparente augmente avec la distance à la base de la paroi verticale. Il en résulte la nécessité de diminuer le pas avec l'altitude, pour maintenir les conditions thermiques correctes sur la peau.

Le choix de la densité q admissible conditionne le flux total évacué du réacteur et par là le dimensionnement du circuit de refroidissement extérieur. C'est l'un des éléments les plus importants de l'optimisation, mettant en balance le prix du calorifuge et le prix des circuits de refroidissement.

b) Conductance spécifique de la peau $\lambda_p \cdot e_p$ (figure 4).

Cette grandeur, produit de l'épaisseur de la peau par son coefficient de conductibilité, caractérise sa capacité d'évacuation de chaleur indépendamment du pas. Elle est reliée à la conductance linéique de la peau C_p par la relation (26) :

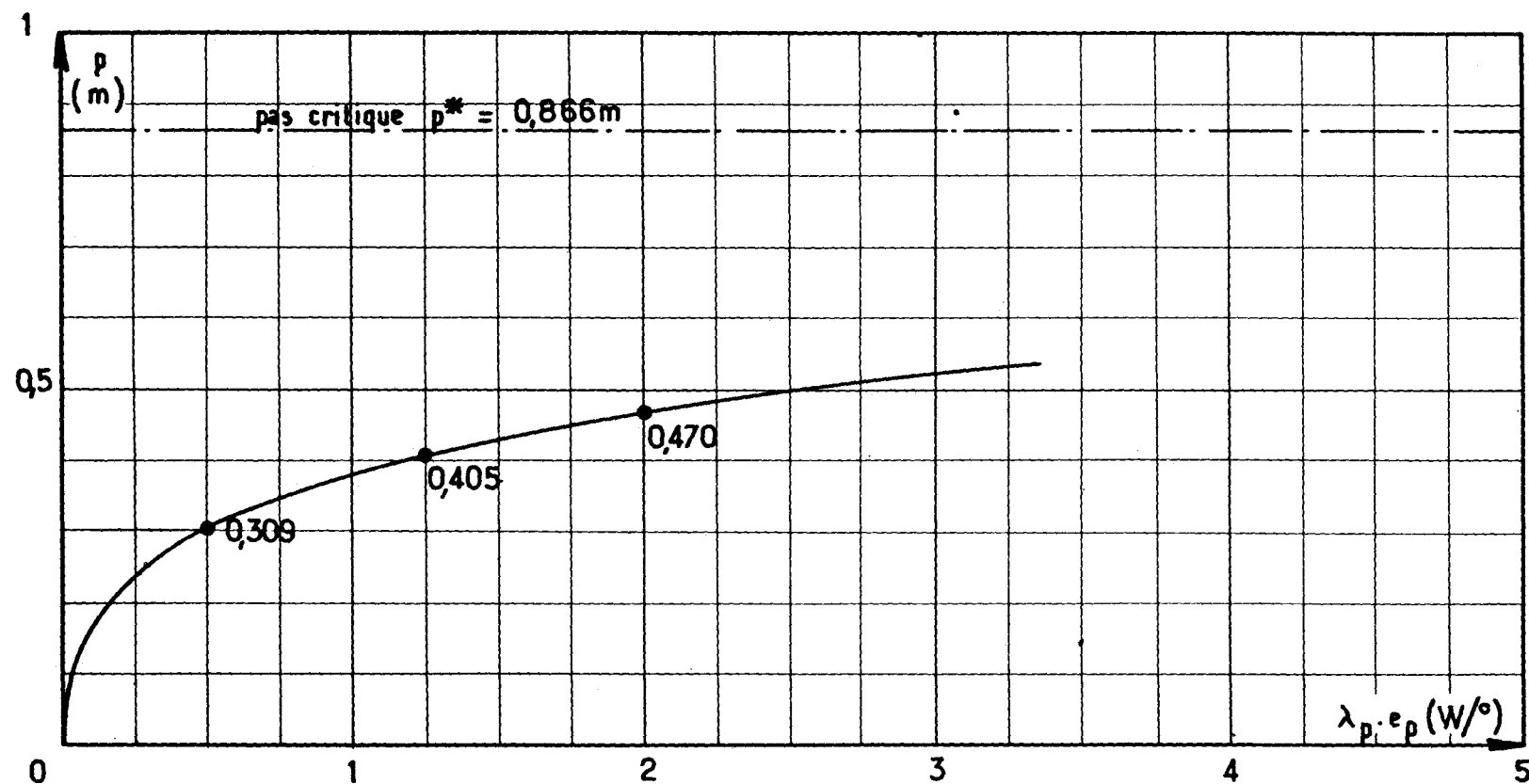
$$C_p = \frac{12 \cdot \lambda_p \cdot e_p}{p}$$

On peut écrire (28) :

$$T_m - \theta = q \cdot p \cdot \left(\frac{1}{C_p} + \frac{1}{C_r} \right)$$

D'où en remplaçant C_p par son expression (26) :

fig.4 VARIATION DU PAS EN FONCTION DE LA CONDUCTANCE
SPECIFIQUE $\lambda_p \cdot e_p$ DE LA PEAU



$$(36) \quad \lambda_p \cdot e_p = \frac{C_r \cdot D^2}{12 \cdot \left(\frac{T_m - \theta}{q} \cdot C_r - p \right)}$$

Le pas est ainsi relié à la conductance spécifique $\lambda_p \cdot e_p$ par une expression algébrique de second degré représentée sur la figure 4.

Le choix de la nuance d'acier de la peau a une importance considérable, les conductibilités thermiques variant fortement avec la composition. Entre l'acier inoxydable ($\lambda \approx 18$ W/m.°C) et le fer pur ($\lambda \approx 70$ W/m.°C), la variation du pas nécessaire serait de l'ordre de 17 cm.

Le pas est une fonction croissante de la conductance de la peau. Pour une variation de l'épaisseur de la peau de 10 à 40 mm, le pas augmente de 30 à 47 cm.

La forme de l'expression (36) attire l'attention sur l'existence, pour chaque groupe de valeur ($q, C_r, T_m - \theta$), d'un pas critique :

$$p^* = C_r \cdot \frac{T_m - \theta}{q}$$

Au-delà de ce pas qui correspond à une conductance de la peau infinie, il devient impossible de maintenir la température moyenne de la peau à la valeur imposée T_m comme le montre la figure 5.

La variation du pas critique en fonction de la densité de flux q pour les valeurs de $(T_m - \theta)$ et C_r données au paragraphe 2.3.1. est indiquée sur la figure 6.

c) Conductance linéique du tube C_r .

L'expression de cette conductance C_r dépend de plusieurs paramètres. On va les examiner séparément.

fig. 5 MISE EN EVIDENCE DE LA NOTION
DE PAS CRITIQUE

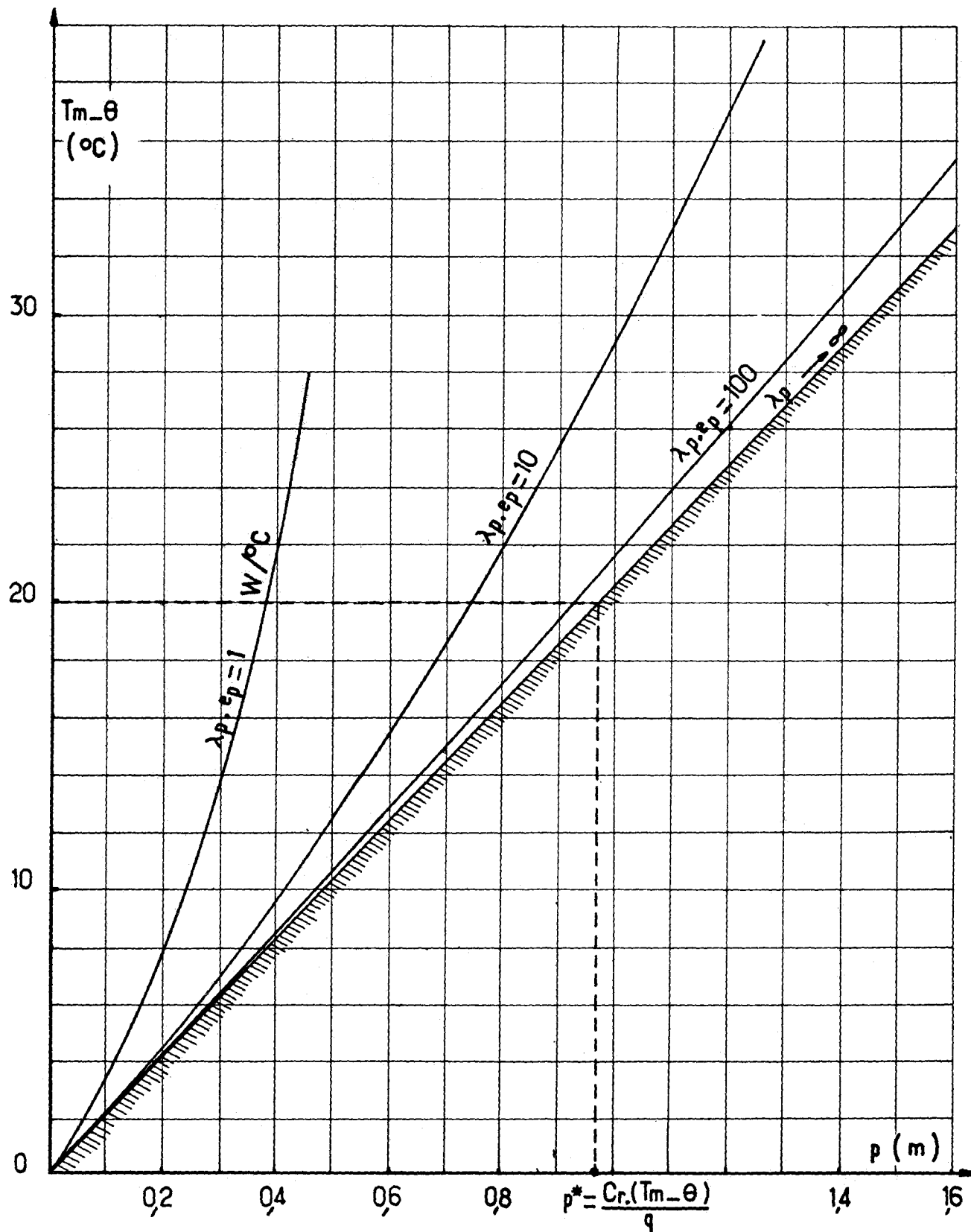
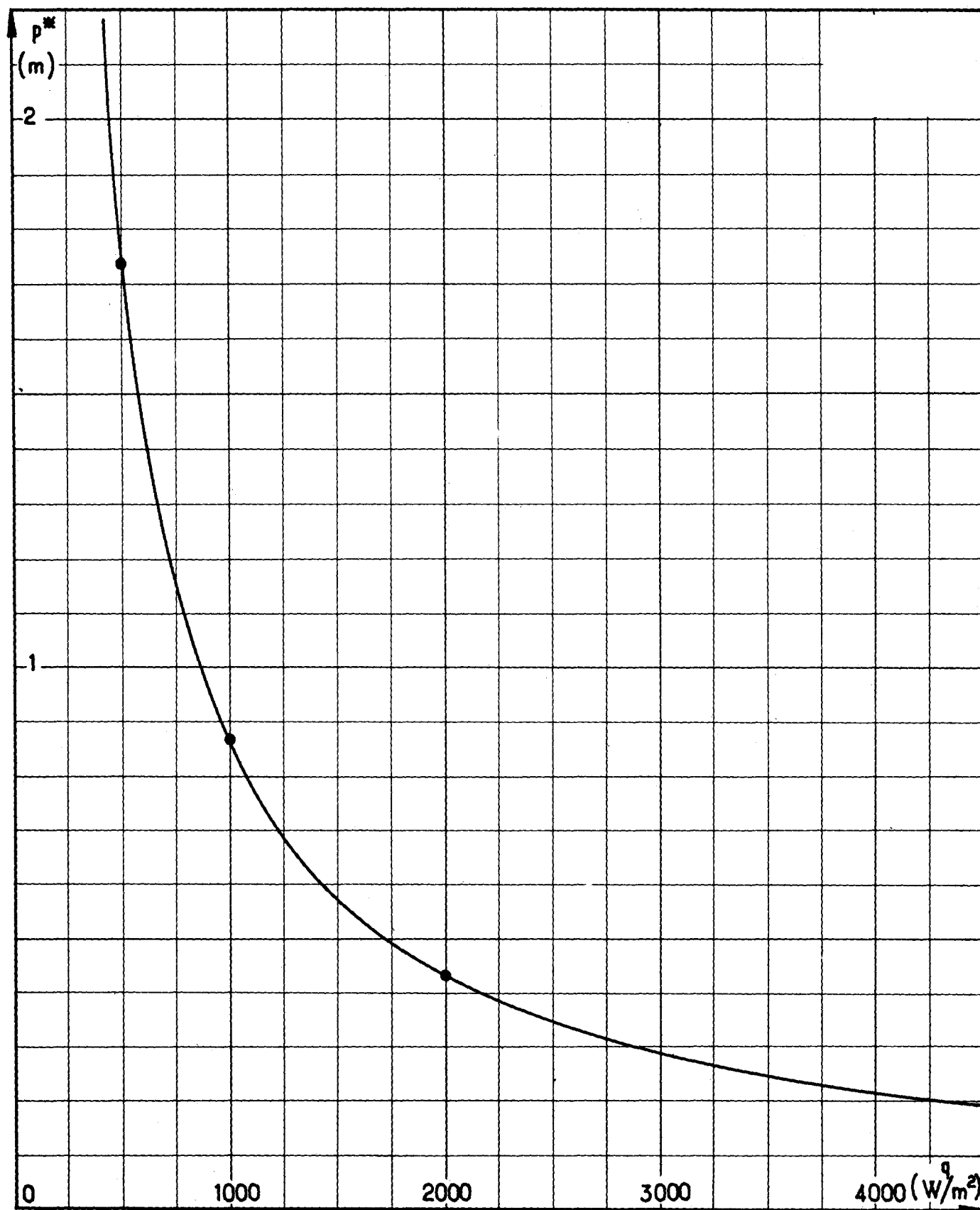


fig. 6 VARIATION DU PAS CRITIQUE EN FONCTION
DE LA DENSITE DE FLUX



- Conductance spécifique de la paroi d'un tube : $\lambda_t \cdot e_t$

La conductance C_r varie comme $(\lambda_t \cdot e_t)^{1/2}$. La variation du pas en fonction de $\lambda_t \cdot e_t$ est précisée par la figure 7. Autour du point de référence, une conductance spécifique de paroi deux fois plus grande autorise une augmentation du pas de 20 % environ.

- Diamètre du tube.

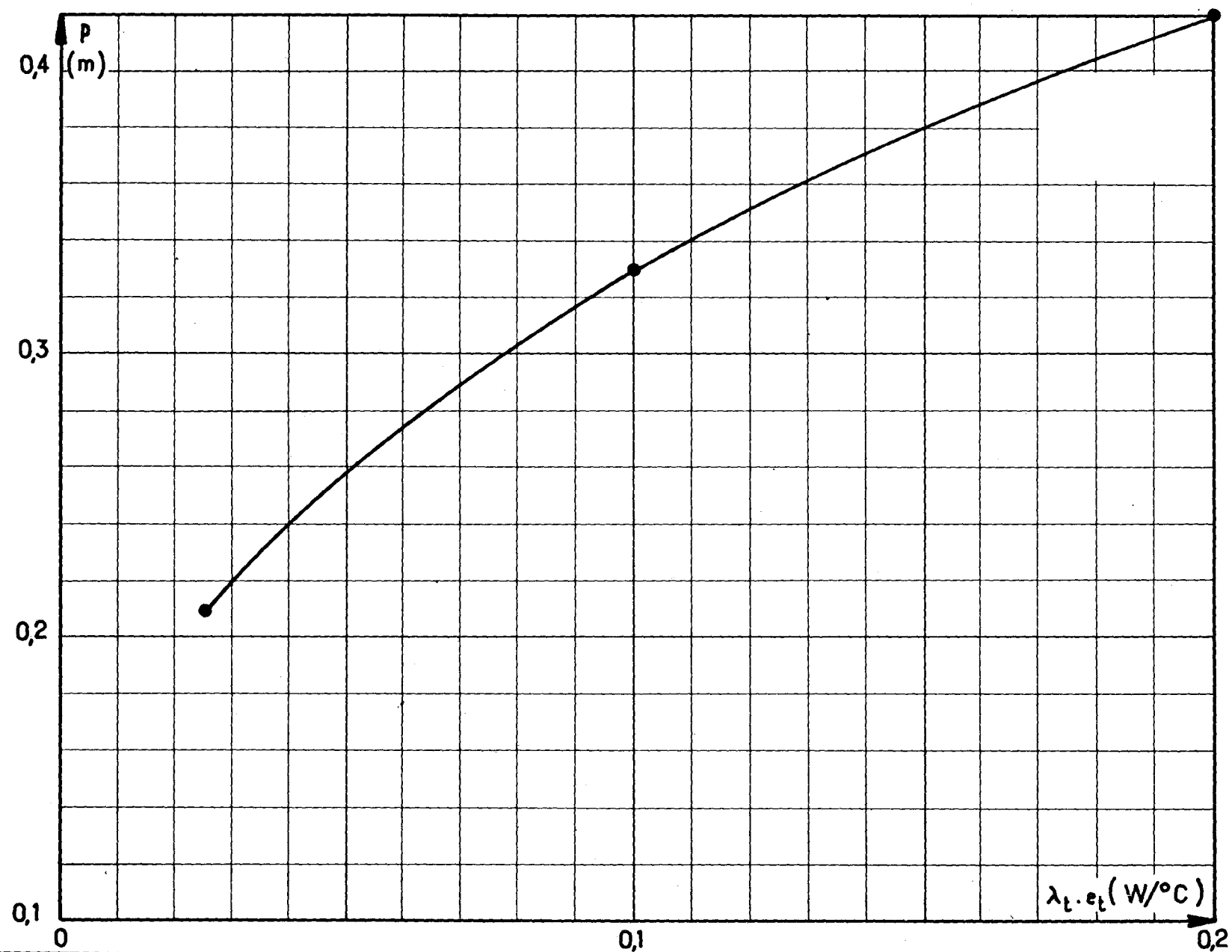
A vitesse de fluide égale, le diamètre d joue un rôle secondaire dans la thermique de la peau. Il intervient par la modification du coefficient d'échange h_r° , qui varie comme $d^{-0,2}$. Par contre, l'utilisation de tubes de grand diamètre peut être intéressant pour admettre des débits élevés avec une perte de charge raisonnable.

- Largeur et position des soudures.

Ce paramètre n'a pas été pris en compte dans l'étude analytique. Son étude se prête très bien à une détermination analogique ou graphique par l'une des méthodes exposées plus loin. La Société BERTIN a construit pour l'EDF, un banc d'essai des circuits internes de refroidissement, destiné à déterminer expérimentalement les conductances C_r et les distributions de température dans la peau. Un accord parfait a été obtenu entre les valeurs expérimentales de C_r et celles déduites des méthodes graphiques. La largeur des soudures étant en général supérieure à l'épaisseur du tube e_t , les conductances calculées par la méthode analytique sont légèrement pessimistes. Dans certains cas, la conductance C_r peut être augmentée de 30 à 40 % par des soudures très larges et bien exécutées.

Quand le calcul du pas conduit à des valeurs très petites, on peut envisager de souder les tubes à la peau d'un seul côté, pour permettre l'opération. Là encore, les méthodes analogiques ou graphiques peuvent apporter des renseignements précieux.

VARIATION DU PAS EN FONCTION DE LA CONDUCTANCE SPECIFIQUE DU TUBE



- Vitesses du fluide de refroidissement V.

C'est un paramètre important, dont le mode d'action est double :

- D'une part, le coefficient d'échange h_p^o varie comme $V^{0,8}$. La conductance C_p varie donc, en absence de salissure, comme $V^{0,4}$. Avec le coefficient de salissure, la variation du pas avec la vitesse V est représentée sur la figure 3, le fluide étant de l'eau.

Cette variation, importante pour les faibles valeurs de V, s'amortit vite quand V augmente au delà de 1 m/s.

- D'autre part, l'augmentation de V entraîne l'augmentation du débit du fluide de refroidissement. Pour des circuits de longueurs déjà déterminées, il en résulte, à température d'entrée $\theta_e = \text{Cte}$, une diminution corrélative de l'échauffement du fluide, donc de θ_s .

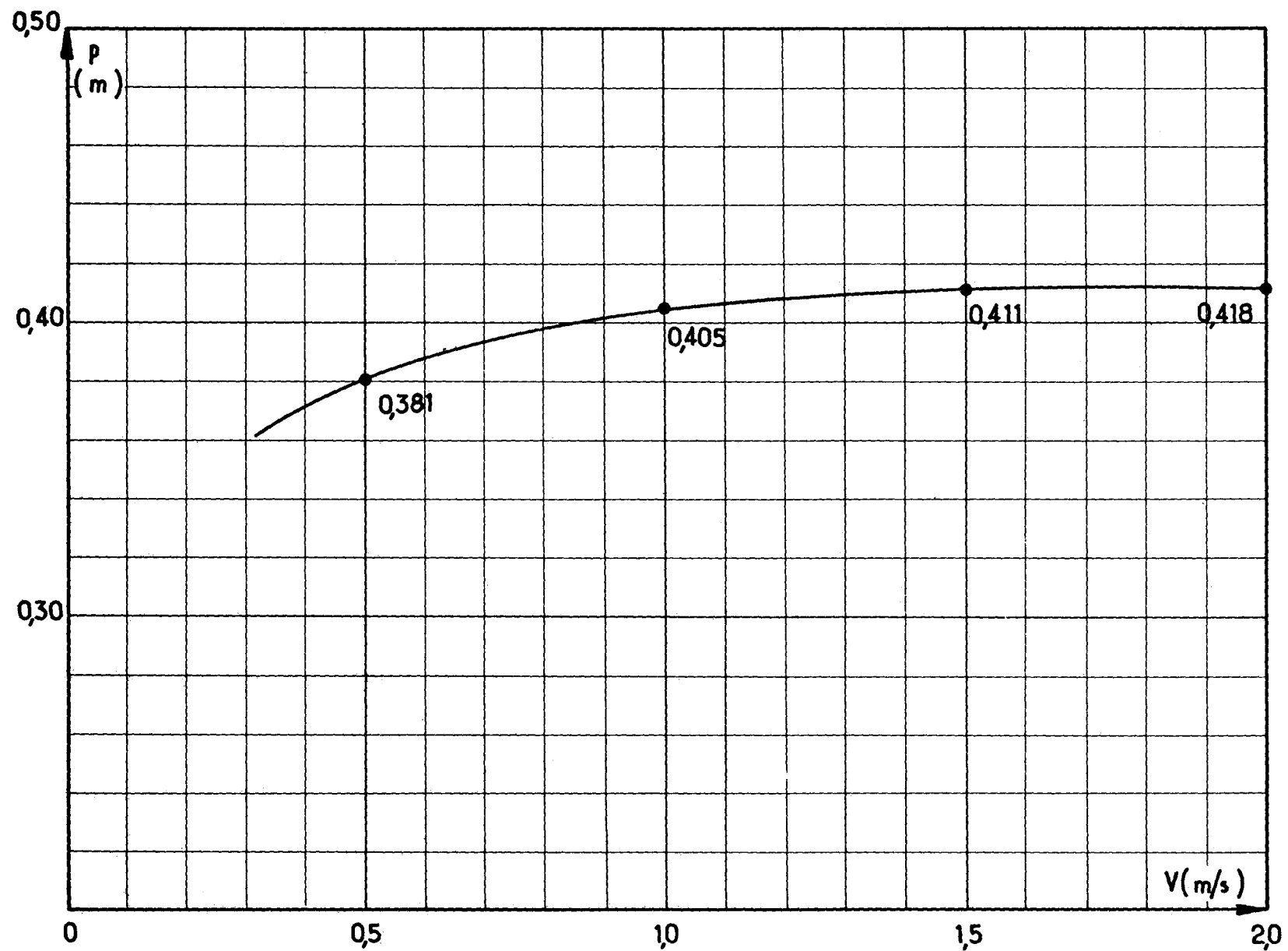
L'influence de ce facteur sur le pas nécessaire, ou sur le flux transmissible, est en général plus importante que celle du coefficient d'échange.

- Nature du fluide de refroidissement.

Le choix est effectué, en général, entre l'eau et des fluides organiques. L'eau présente l'avantage d'une chaleur spécifique 2,5 fois plus importante, une viscosité 2 fois plus faible et un coefficient de conductibilité λ_r 5 fois plus grand. Il en résulte que pour les fluides organiques :

- à débit par tube égal, pour maintenir le même échauffement, les circuits doivent être bien plus courts, donc plus nombreux;
- le coefficient d'échange est plus faible ce qui entraîne une diminution du pas pour évacuer le même flux (30 cm au lieu de 40 cm pour les conditions de références).

fig. 8 VARIATION DU PAS EN FONCTION DE LA VITESSE



En conséquence, un circuit interne de refroidissement utilisant des fluides organiques serait plus lourd et corrélativement les échangeurs extérieurs plus encombrants.

A l'actif des fluides organiques, on doit mentionner une température d'ébullition élevée et une corrosion des circuits plus faible qu'avec de l'eau. Leur emploi reste possible pour des densités de flux q peu élevées.

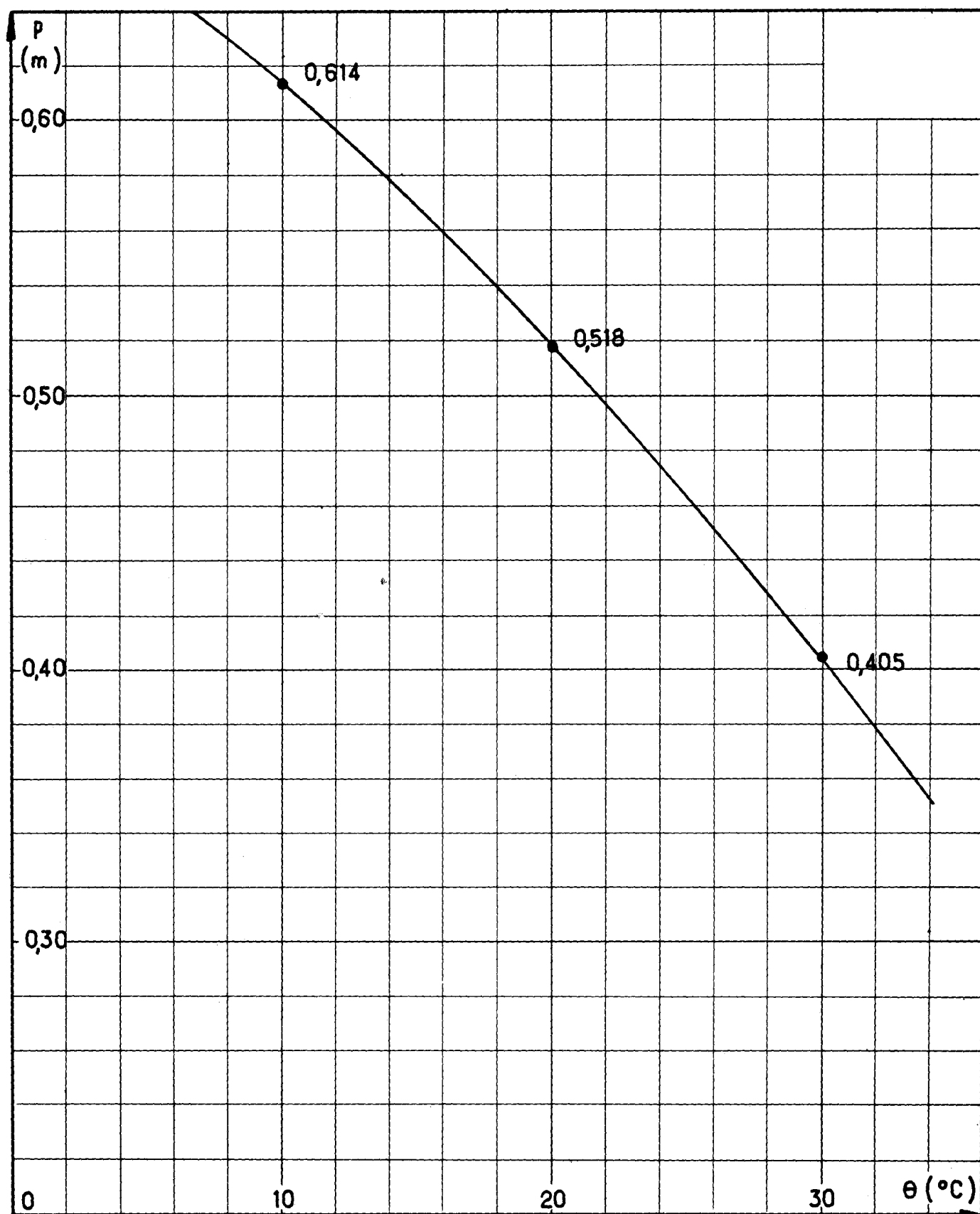
d) Choix des températures du fluide de refroidissement.

Une variation de la température d'entrée θ_e en maintenant la température de sortie θ_s constante n'a pas de répercussion directe sur le pas, si on admet qu'il doit être calculé pour satisfaire les conditions thermiques au niveau de la sortie du circuit de refroidissement. Cependant, les caractéristiques physiques de l'eau variant fortement avec la température, la conductance C_r augmente légèrement avec θ (3 % pour 10°C) et il en résulte une influence indirecte sur le pas.

Par contre, la variation de la température moyenne (au sens étendu à l'ensemble de la surface du caisson) de la peau qui résulte de la variation de température moyenne de l'eau, peut faire varier l'épaisseur du calorifuge nécessaire pour maintenir la densité de flux q à la valeur choisie. La longueur des circuits individuels sera également modifiée, proportionnellement à $(\theta_s - \theta_e)$.

Une variation de la température de sortie θ_s à température d'entrée constante joue fortement sur le pas, d'une part par la modification de C_r , mais surtout par l'intermédiaire du terme $(T_m - \theta)$ dans l'expression (30). La figure 9 traduit cette variation. Il en est de même si l'échauffement de l'eau $(\theta_s - \theta_e)$ étant maintenu constant, ces deux valeurs varient dans le même sens. Cette constatation peut, dans certains cas rendre économique l'utilisation des unités frigorifiques dans le circuit extérieur.

fig. 9 VARIATION DU PAS EN FONCTION DE
LA TEMPERATURE D'EAU



e) Influence de la température moyenne admissible sur la peau T_m

Une variation de T_m a des répercussions à la fois sur l'épaisseur de calorifuge nécessaire pour maintenir q à la valeur choisie et sur le pas du circuit de refroidissement. Cette dernière influence est, à la correction de C_r près, la même que celle due à θ_s .

f) Influence du conditionnement extérieur.

Le conditionnement extérieur au caisson a pour but de maintenir le gradient thermique dans la paroi en béton à une valeur convenable. Son existence, sous forme active, (ventilation par air chaud), ou passive (calorifuge extérieur), a comme conséquence l'élévation de température de la paroi extérieure. Il en résulte la possibilité, sur la paroi intérieure, d'augmenter également la valeur de la température moyenne tolérée pour la peau, par rapport à la solution sans conditionnement. Cette augmentation peut être exploitée de deux manières : soit en augmentant le pas du circuit interne, en maintenant le flux, soit, à pas constant, en augmentant le flux et en diminuant l'épaisseur du calorifuge. La dernière solution peut conduire à des économies intéressantes sur le calorifuge interne, quelque peu compensées par l'augmentation de la taille du circuit interne.

g) Influence d'un double circuit.

Pour éviter un échauffement dangereux du caisson par suite d'un incident sur un circuit de refroidissement, le système de refroidissement interne est souvent doublé. Le calcul est effectué de manière que, pour un seul circuit en fonctionnement, les conditions de température soient respectées. En fonctionnement normal, on utilise les deux circuits, bénéficiant ainsi d'un pas moitié. L'influence de cette diminution du pas est très sensible sur la distribution des températures dans la peau ($(T_o - T_1)$ et $(T_m - T_1)$ sont divisés par 4). L'échauffement de l'eau est également plus faible, par contre le flux évacué

est plus important (diminution des températures de la peau). Ce type de fonctionnement nécessite un dimensionnement surabondant du circuit extérieur. On peut envisager, pour y remédier, de diminuer la vitesse de circulation quand les deux circuits sont en fonctionnement, de manière à maintenir l'échauffement de l'eau à une valeur convenable et relever le niveau de la température moyenne.

3 - REFROIDISSEMENT DES POINTS SINGULIERS.

3.1. - Classement des points singuliers.

1°/ Points singuliers sans pénétration de la peau, placés du côté du béton.

Exemple : plot d'ancrage de la peau refroidi (figure 10).

2°/ Points singuliers avec pénétration de la peau, ne comportant pas de sources de chaleur autres que le pont thermique constitué par la pièce traversant le calorifuge.

Exemple : un appui cylindrique (figure 11).

3°/ Points singuliers avec pénétration de la peau, comportant des sources de chaleur autres que le pont thermique défini ci-dessus.

Exemples :

- tuyauterie d'évacuation de vapeur, la source de chaleur étant constituée par la condensation de vapeur dans le tube interne (figure 12),
 - puits de chargement de combustible en période de déchargement, la source de chaleur étant la convection naturelle du fluide caloporteur à l'intérieur du puits (figure 13).
- 4°/ Points singuliers avec pénétration de la peau, comportant des parties dont la température doit être contrôlée d'une manière indépendante de celle de la peau.

Exemple : supports de soufflantes dans lesquels le gradient thermique doit être maintenu à une valeur compatible avec les contraintes thermiques (figure 14).

fig. 10 PLOT D'ANCRAGE

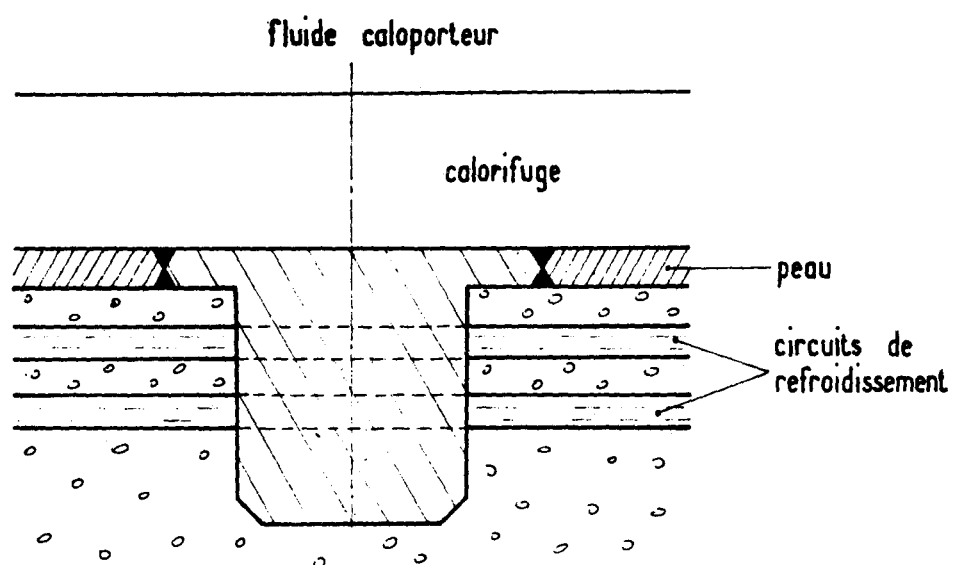


fig. 11 APPUI

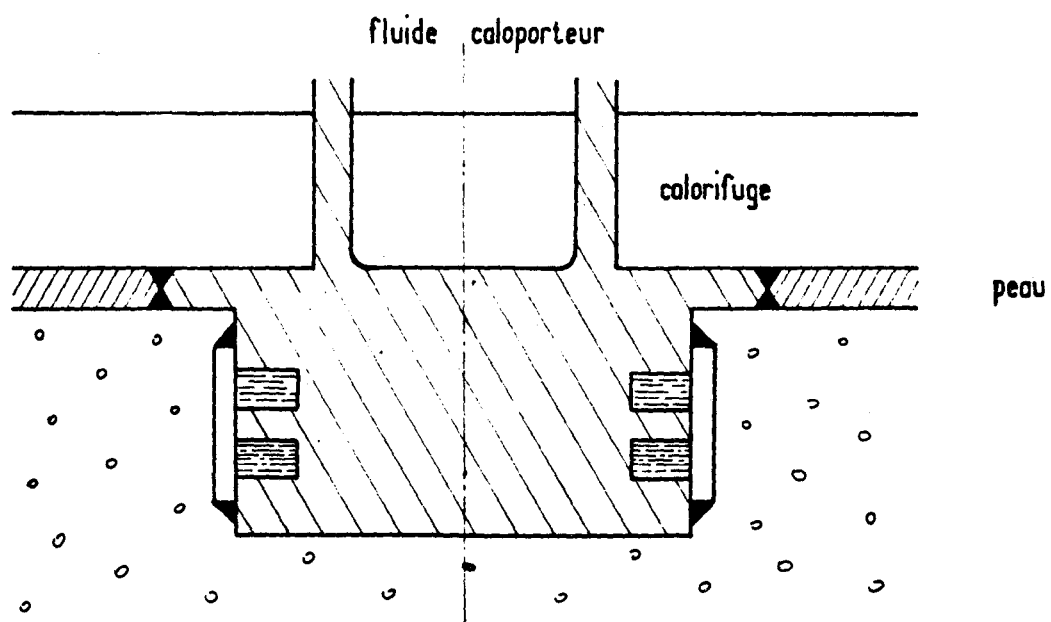


fig. 12

TRAVERSEE DE VAPEUR

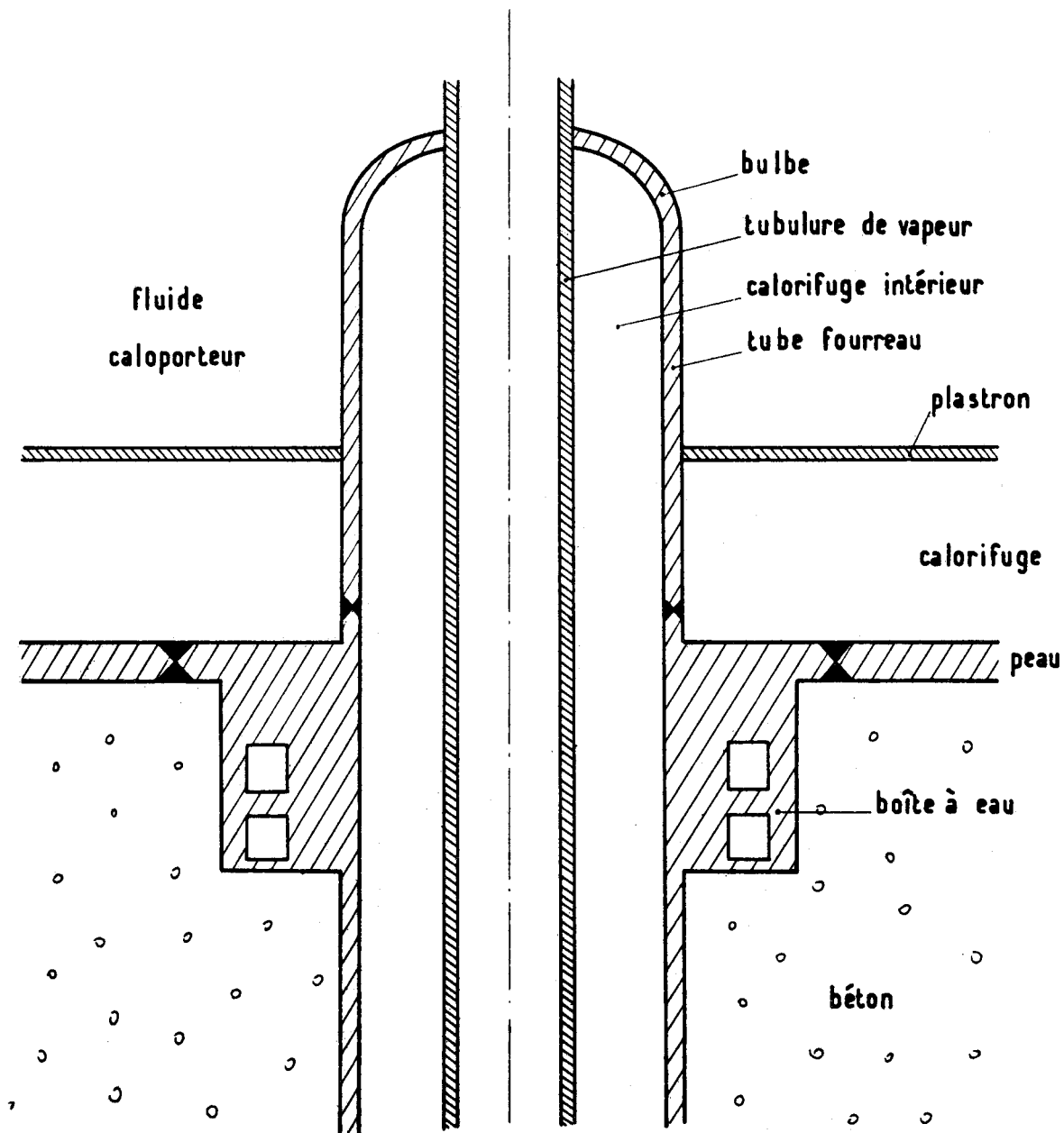


Fig. 13 PUITS DE CHARGEMENT

(en période de chargement ou de déchargement)

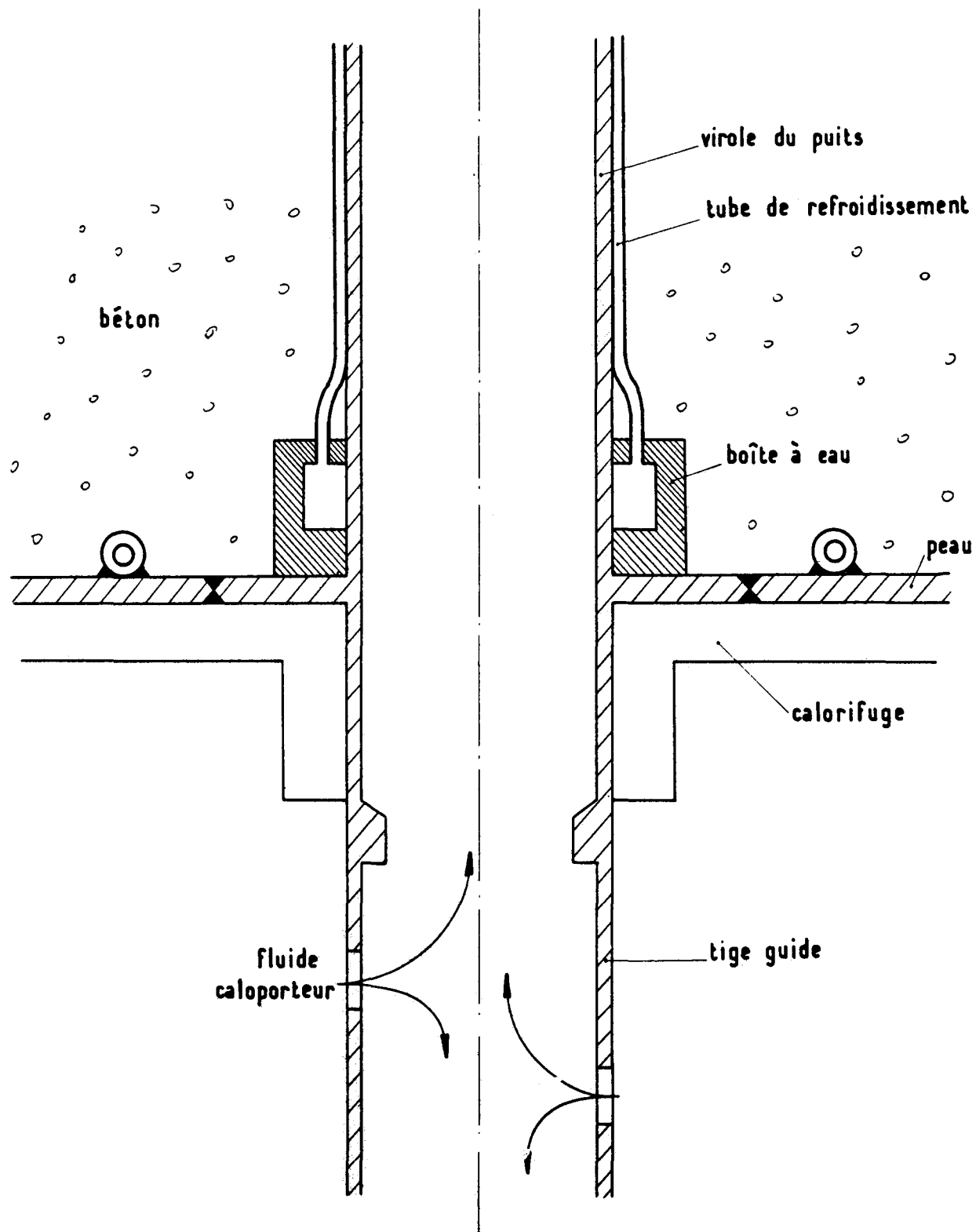
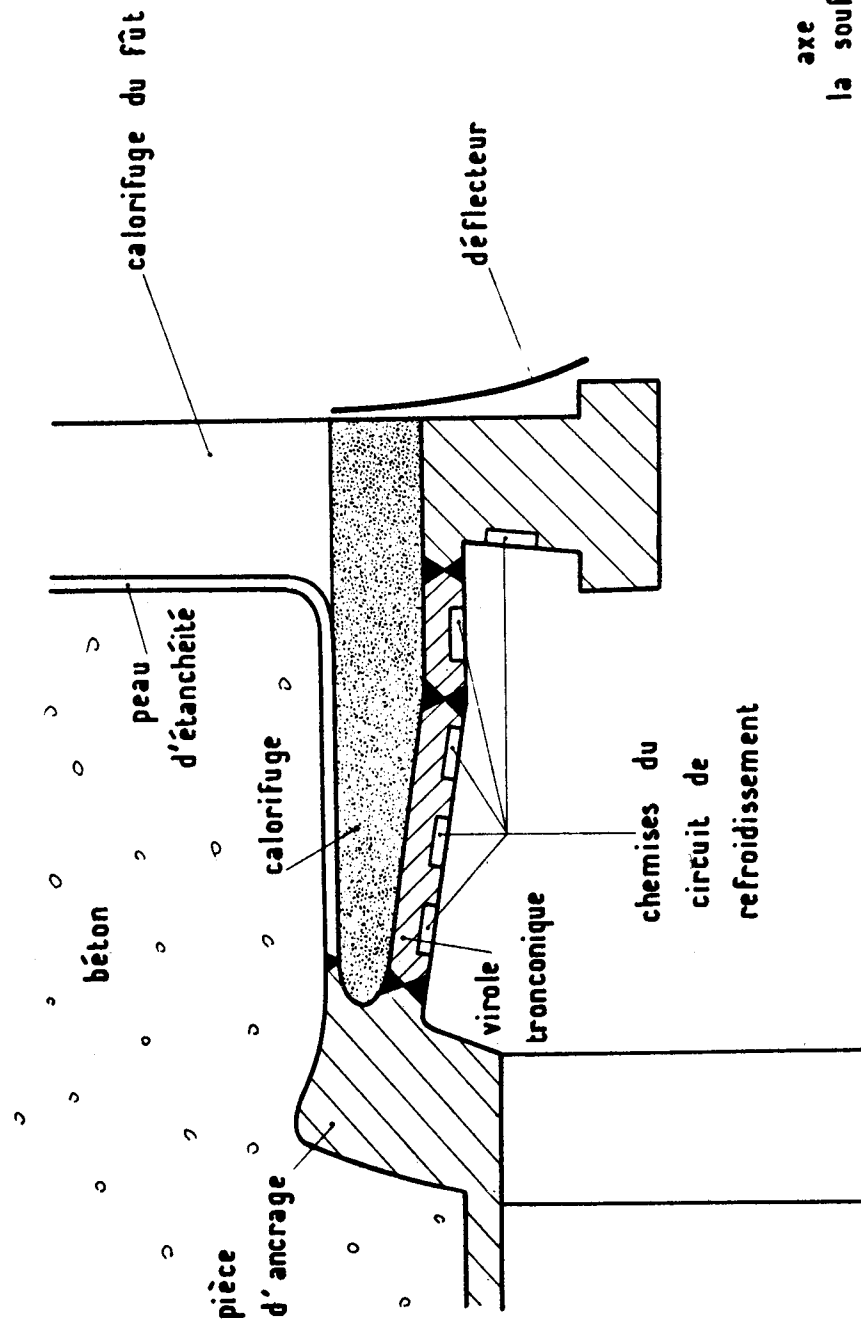


fig. 14 SUPPORT DE SOUFFLANTE



3.2. - Densité des points singuliers.

Les points singuliers isolés comportent des circuits de refroidissement locaux, le refroidissement de la peau étant assuré par le dispositif courant décrit au paragraphe 2.

Les circuits de refroidissement locaux des points singuliers répartis d'une manière régulière et rapprochés les uns des autres (plots d'ancrage, puits de chargement) peuvent remplacer le système de refroidissement principal.

3.3. - Données de base pour le calcul des points singuliers.

- Données géométriques.

Ces données résultent de la fonction de la pièce. Les considérations thermiques ne peuvent apporter, en général, que des modifications mineures du dessin.

- Données thermiques.

Ce sont les conditions de température aux limites de la pièce, les conductibilités thermiques de matériaux, l'intensité des sources de chaleur localisées ou réparties.

Ces données résultent en général de corrélations expérimentales. Par exemple, pour connaître la répartition des flux et des températures dans une cheminée verticale, mise en communication par sa base avec un réservoir de fluide chaud (puits de chargement de combustible), une expérimentation a été effectuée à la Société BERTIN pour le compte de l'EDF. En faisant varier les paramètres géométriques (hauteur, diamètre) et la pression du gaz, une corrélation générale a été obtenue sous la forme d'une relation entre nombres sans dimensions caractéristiques du phénomène.

3.4. - Méthodes de calcul applicables aux points singuliers.

On peut distinguer :

- les méthodes analytiques,
- les méthodes numériques,
- les corrélations empiriques,
- les méthodes analogiques,
- les méthodes graphiques.

- Méthodes analytiques.

Ces méthodes ne sont facilement applicables qu'en configurations géométriques simples, avec écoulement de chaleur unidimensionnel. Le calcul du refroidissement de la paroi courante en a été un exemple.

- Méthodes numériques.

Les problèmes posés par certaines configurations bi et tri-dimensionnelles, trop complexes pour se prêter aisément à une simulation analogique ou graphique, et suffisamment importantes pour justifier le coût d'une programmation particulière, pourront être résolus sur ordinateur. La résolution numérique des équations aux dérivées partielles du type de LAPLACE ou de POISSON procède de méthodes particulières. On peut, par exemple, programmer la méthode de relaxation, fondée sur l'utilisation des différences finies.

- Corrélations empiriques.

Les essais thermiques portant sur la conduction dans les points singuliers sont une solution lourde et coûteuse. A notre avis, ils ne doivent pas intervenir d'une manière systématique mais doivent être réservés à la vérification des méthodes de calcul.

Il n'en est plus de même quand les points singuliers comportent une interaction conduction-convection. Dans ce cas,

une expérimentation est souvent nécessaire, mais elle doit être orientée de manière à obtenir des résultats suffisamment généraux, pour pouvoir être extrapolés à d'autres configurations semblables (exemple : étude des cheminées qui vient d'être citée). En effet, le dessin d'un point singulier est modifié de très nombreuses fois au cours de l'élaboration du projet d'un réacteur, pour des raisons autres que thermiques. Il n'est donc pas concevable d'essayer tous les modèles successifs, d'autant plus que l'essai du dernier modèle interviendrait trop tard pour que son résultat puisse influencer sur la forme définitive des pièces. L'expérimentation doit donc fournir la base de méthodes de calcul, plutôt que les performances thermiques d'une configuration particulière.

- Méthodes analogiques (figure 15).

Les méthodes analogiques utilisent l'identité de la forme des lignes de flux et des lignes équipotentiellles pour tous les phénomènes physiques obéissant à l'équation de LAPLACE.

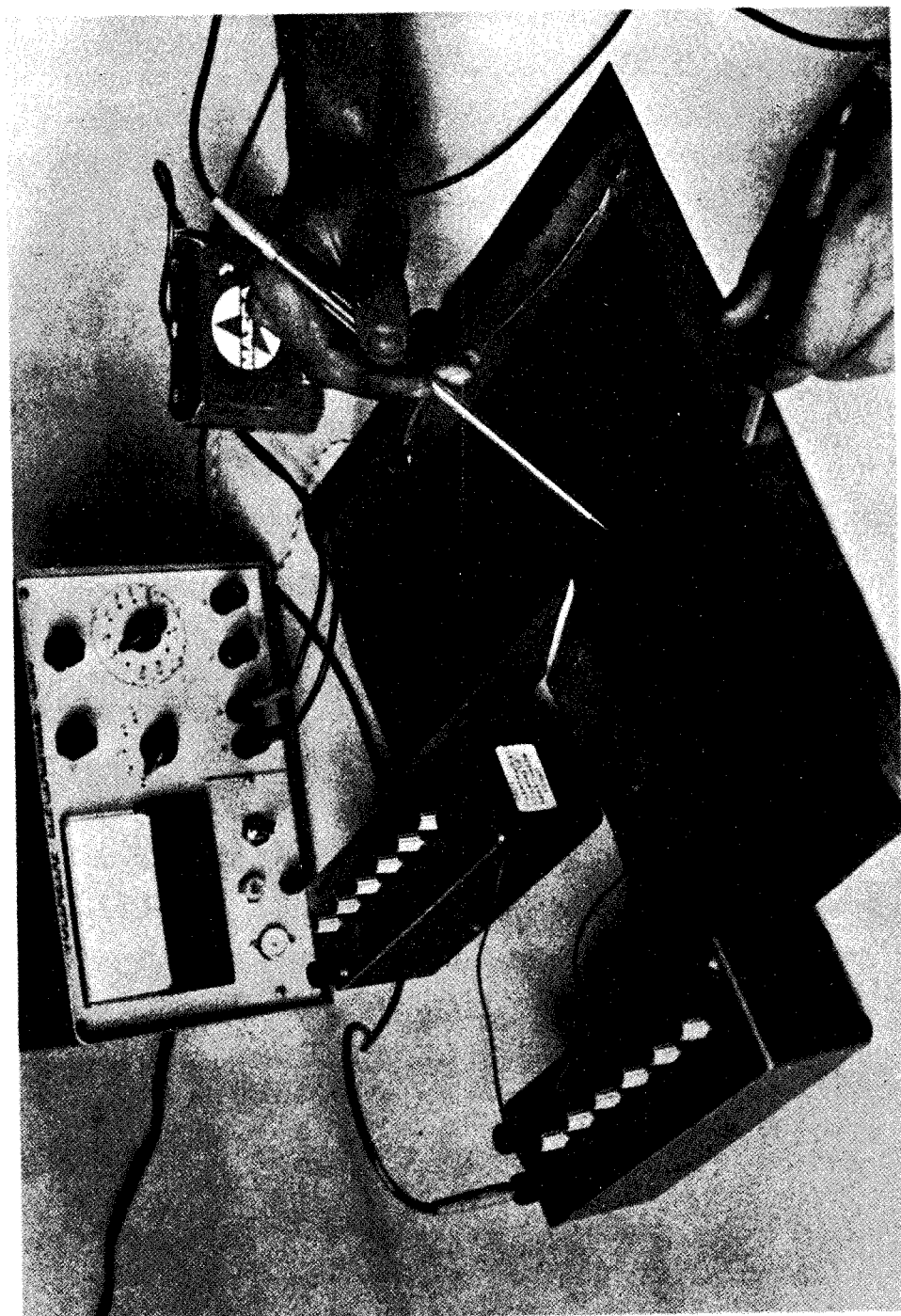
En particulier, en comparant l'écoulement de la chaleur et de l'électricité, l'analogie est complète entre le potentiel électrique et la température d'une part, le courant électrique et le flux thermique d'autre part.

Pour des systèmes géométriquement semblables et comportant le même type de conditions aux limites, il suffit de déterminer le réseau des équipotentiellles et des lignes de flux électrique, pour en déduire le réseau des isothermes et des lignes de flux thermique.

L'écoulement de chaleur tridimensionnel nécessite l'utilisation de la cuve rhéoelectrique.

Les systèmes plans peuvent être représentés par un modèle découpé dans un papier conducteur (papier "Teledeltos"). Les limites où un niveau constant de température est imposé sont représentées par des zones peintes avec une peinture conductrice

FIG. 15 EXEMPLE DE MANIPULATION RHEOELECTRIQUE



à base d'argent et portées à des tensions V proportionnelles aux températures T . Les lignes adiabatiques sont représentées par des coupures dans le papier conducteur. Le réseau des équipotentiels est tracé à l'aide d'une électrode mobile portée à un potentiel V_i et mise en série avec un galvanomètre. En promenant cette électrode sur le papier, on détecte le lieu de la déviation nulle du galvanomètre, qui est l'équipotentielle V_i .

L'analogie rhéoélectrique est difficilement applicable quand le milieu n'est pas homogène (plusieurs matériaux en série par exemple). Dans un milieu homogène, la représentation d'un flux réparti sur une portion de frontière est difficile.

L'équation de POISSON ne se prête pas à l'utilisation de cette méthode.

- Méthodes graphiques (figure 16).

La conduction de la chaleur bi-dimensionnelle, en régime permanent et dans un corps isotrope, obéit à l'équation aux dérivées partielles, dite "de POISSON" :

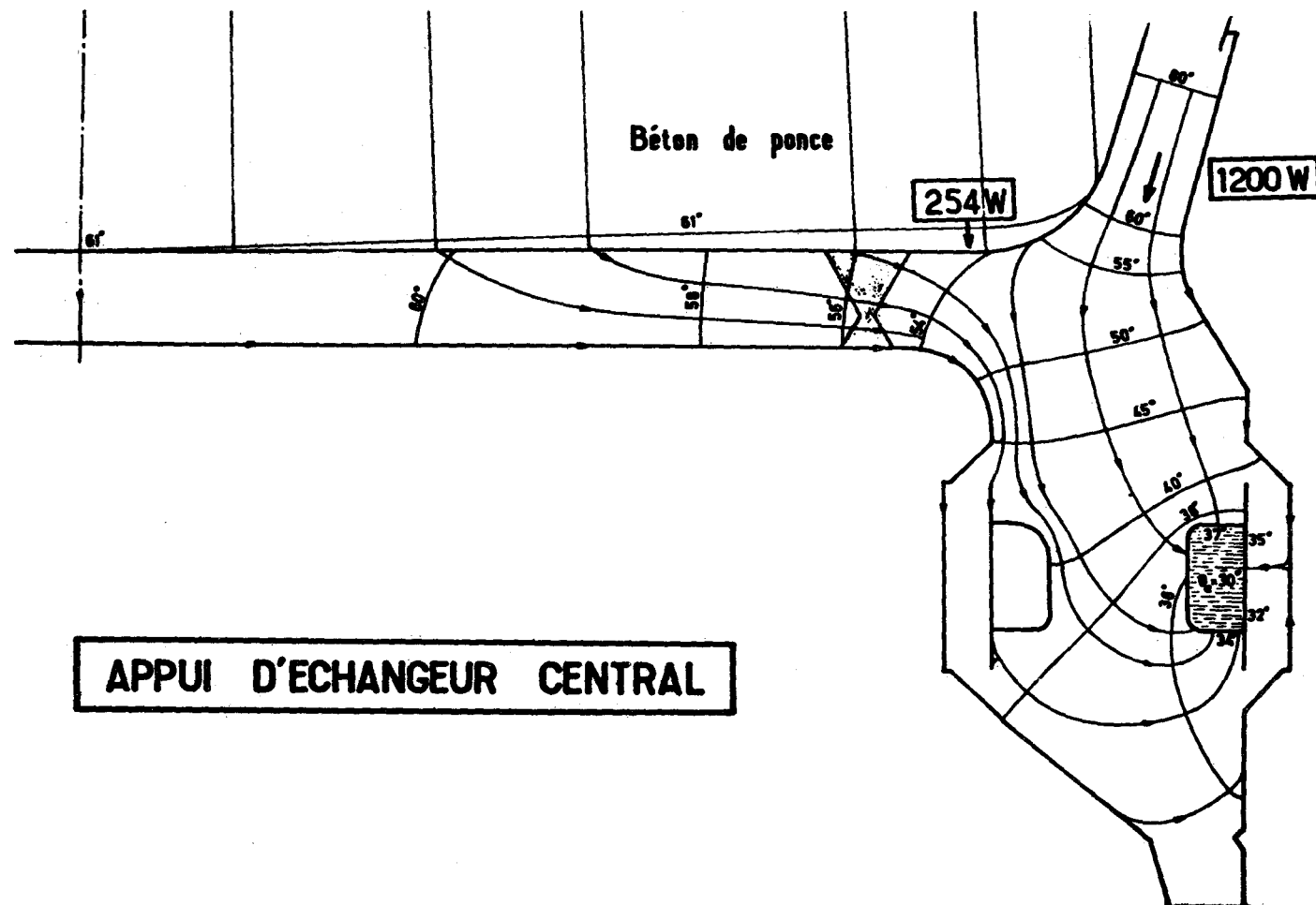
$$(38) \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{r(x,y)}{\lambda} = 0$$

$r(x,y)$ étant le flux par unité de surface provenant de sources de chaleur réparties (en W/m^2).

Considérons d'abord le cas où $r = 0$. L'équation devient l'équation de LAPLACE :

$$(39) \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

fig. 16 EXEMPLE DE RESEAU CURVILIGNE ORTHOGONAL



Cette équation définit un champ thermique, la température T jouant le rôle de potentiel. Les lignes équipotentielles sont des isothermes.

On rappelle quelques notions sur un champ dérivant d'un potentiel U :

- La fonction potentiel U et la fonction de courant ψ sont conjuguées :

$$\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y} \quad \frac{\partial U}{\partial y} = - \frac{\partial \psi}{\partial x}$$

- U et ψ sont interchangeable, au signe près ;
- U et ψ satisfont toutes les deux à l'équation de LAPLACE ;
- Dans le plan complexe $z = x + iy$, les réseaux des équipotentielles $U = \text{Cte}$ et des lignes de flux $\psi = \text{Cte}$ se coupent à angle droit et les mailles infiniment fines de ce réseau sont des rectangles.
- La forme des lignes de courant ne dépend pas des caractéristiques du milieu. Deux lignes de courant voisines déterminent un "tube de flux" à l'intérieur duquel le flux est conservatif.

L'ensemble des propriétés d'un champ ainsi définies conduit directement à une méthode graphique de résolution de l'équation de LAPLACE, dite "méthode des réseaux curvilignes orthogonaux".

En partant des conditions de flux ou de température aux limites supposées connues, un réseau orthogonal des isothermes et des lignes de flux est tracé par approximations successives. Le réseau doit former des "carrés curvilignes" les distances moyennes (a) à l'intérieur d'une maille entre les isothermes et les lignes de flux étant égales. On obtient finalement un réseau

Cette méthode peut être utilisée dans les systèmes tridimensionnels de révolution. Les mailles élémentaires du réseau tracé dans un plan diamétral ne sont plus des carrés, mais des rectangles curvilignes. On doit s'assurer que le flux est conservatif dans les tubes de flux, en tenant compte de l'augmentation progressive de la section quand on s'éloigne de l'axe de révolution. Une bonne approximation est obtenue en faisant intervenir dans les calculs de section de tube de flux le rayon moyen de la maille.

Revenons maintenant à l'équation de POISSON (38), applicable aux cas où existent des sources de chaleur réparties. La méthode des réseaux doit être modifiée pour pouvoir être utilisée dans ces cas. Le réseau isothermes-lignes de flux est toujours orthogonal, mais les mailles infiniment petites ne sont plus des carrés et le flux n'est plus conservatif dans un tube de flux. Considérons un tube de flux tel qu'il est représenté sur la figure 17, chaque maille étant caractérisée par la largeur moyenne a et la longueur moyenne b .

En admettant que les mailles soient suffisamment petites pour que r_i soit constant sur la surface d'une maille, le tube de flux reçoit, dans la maille i , entre les isothermes T_i et $T_{(i+1)}$, un flux (par unité de profondeur),

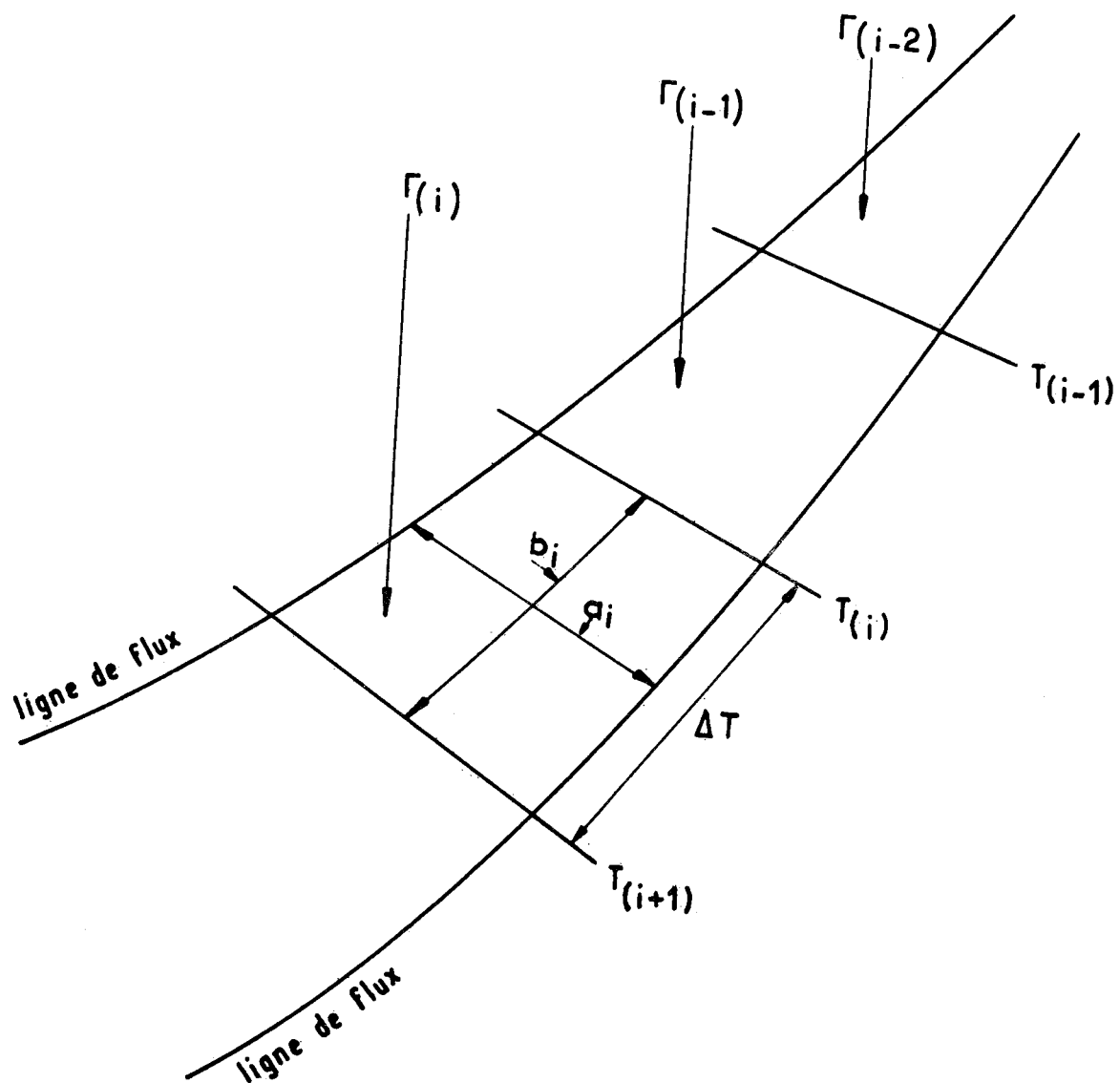
$$Q_i = r_i \cdot (\text{surface de la maille})$$

Le flux arrivant dans ce tube au niveau de l'isotherme T_i est :

$$\sum_{j=0}^{i-1} Q_j$$

En assimilant le trapèze curviligne formé par la maille à un rectangle, on a :

fig.17 RESEAU CURVILIGNE ORTHOGONAL
REPRESENTATIF DE L'EQUATION DE POISSON



$$Q_i = r_i \cdot a_i \cdot b_i$$

Le flux sortant du tube au niveau de l'isotherme $T_{(i+1)}$ est :

$$\sum_0^{i-1} Q_j + r_i \cdot a_i \cdot b_i$$

On démontre facilement qu'avec cette approximation on peut écrire :

$$\Delta T = \frac{1}{-\lambda} \cdot \left(\frac{b_i}{a_i} \cdot \sum_0^{i-1} Q_j + r_i \cdot \frac{b_i^2}{2} \right)$$

L'équilibrage d'un réseau avec sources de chaleur réparties consiste à vérifier que :

$$\frac{b_i}{a_i} \cdot \sum_0^{i-1} Q_j + r_i \cdot \frac{b_i^2}{2} = \text{Cte}$$

pour les mailles de tous les tubes de flux comprises entre deux isothermes consécutives.

Certains systèmes tridimensionnels, par exemple une peau de refroidissement avec une distribution régulière des points singuliers, peuvent également être traités par la méthode des réseaux. Un réseau est tracé dans le plan diamétral de chaque point singulier, un autre est tracé dans le plan de la peau, et l'ensemble est équilibré pour que la continuité aux raccordements des réseaux soit respectée. Malgré l'apparente complexité d'un tel système, un opérateur entraîné arrive à le résoudre dans un délai raisonnable. Toutefois, ce cas est la limite où l'emploi d'un programme numérique sur ordinateur pourrait apporter un gain de temps.

3.5. - Mise en oeuvre des différentes méthodes.

Souvent, du fait de la complexité d'un point singulier, on doit le décomposer en éléments simples, auxquels l'une des méthodes décrites précédemment est applicable.

Les solutions partielles ainsi obtenues sont associées en exprimant la continuité des conditions aux limites. Cette association conduit souvent à la résolution d'un système d'équations dont le nombre peut justifier l'utilisation d'un ordinateur.

4 - EQUILIBRAGE DES CIRCUITS INTERNES DE REFROIDISSEMENT.

Les différents éléments ont été calculés en fonction d'un débit d'eau déterminé. Pour que ce débit puisse être obtenu en pratique, il faut s'assurer que les pertes de charge des circuits placés en parallèle sont identiques pour le débit nominal ou, à défaut, que dans le circuit le moins perméable, le débit nominal est atteint. Dans ce dernier cas, les autres circuits reçoivent des débits surabondants il en résulte un faible échauffement, ce qui peut être une source de difficultés pour le circuit extérieur.

Il est donc nécessaire, quand le dessin de l'ensemble du circuit de refroidissement est figé, de réaliser un équilibrage aussi bon que possible des pertes de charge à débit égal et de déterminer les performances réelles des différents circuits, en fonction de la répartition des débits qui en résulte.

5 - CONCLUSION.

Ce document présente sous une forme condensée, un certain nombre de méthodes utilisées pour la définition d'un circuit interne de refroidissement :

- Méthodes analytiques, applicables aux systèmes pouvant être ramenés à la conduction unidimensionnelle de chaleur (par exemple : paroi courante).
- Méthode graphique des réseaux orthogonaux permettant de résoudre l'équation de LAPLACE ou de POISSON de la conduction bi-dimensionnelle ou tri-dimensionnelle dans des cas simples en partant des conditions aux limites connues.
- Résolution numérique de ces équations sur un ordinateur en utilisant par exemple la méthode de relaxation (pour mémoire).
- Analogie rhéoélectrique plane utilisant un papier conducteur d'électricité permettant la résolution de l'équation de LAPLACE pour des conditions aux limites simples.
- Corrélations empiriques, utilisées surtout dans les cas d'interaction conduction-convection et permettant de définir les conditions aux limites pour les méthodes précitées.

Si la paroi courante du réacteur se prête bien à une mise en équation, les points singuliers nécessitent souvent l'emploi simultané de plusieurs des méthodes décrites.

Parmi les nombreux paramètres du circuit interne les plus importants sont :

- la conductance du calorifuge λ_c/e_c , déterminant la densité de flux transmis,
- les niveaux des températures admissibles sur la peau,
- la distance entre les circuits élémentaires voisins,

- la nature et l'importance des ponts thermiques traversant le calorifuge,
- l'épaisseur e_p et la conductibilité thermique λ_p de la peau,
- le débit, la nature et le niveau de température du fluide de refroidissement,
- le conditionnement extérieur du caisson,
- les sources de chaleur singulières, mettant souvent en jeu les échanges par convection naturelle (par exemple : puits de chargement en période de fonctionnement).

L'examen de cette liste montre l'interaction entre les divers éléments de la protection thermique. Cette constatation vient souligner la nécessité de considérer la protection thermique comme un ensemble dans les calculs d'optimisation. L'optimisation pourrait même être conduite simultanément pour le caisson et pour sa protection thermique, de manière à réaliser le meilleur compromis entre les exigences thermiques imposées respectivement à ces deux éléments du réacteur.

La coexistence de plusieurs méthodes de calcul, rendue nécessaire par la complexité des formes des points singuliers, ne facilite pas l'opération d'optimisation. Cependant, ce n'est pas un obstacle insurmontable, une étude paramétrique permettant d'obtenir les éléments d'estimation.

On peut déjà remarquer que dans un caisson type, la surface de la paroi courante est environ trois fois plus grande que celle des points singuliers. Elle joue donc un rôle déterminant dans le prix de l'isolation. Par contre les flux thermiques évacués par le circuit de la paroi courante et par celui des points singuliers sont du même ordre de grandeur et jouent donc un rôle équivalent dans la détermination du circuit extérieur.

Les auteurs ont le sentiment que, compte tenu du prix de l'isolation thermique, l'optimum économique correspond à des densités de flux élevées sur la paroi courante, donc à un circuit de refroidissement à pas rapproché. Le pas doit, par ail-

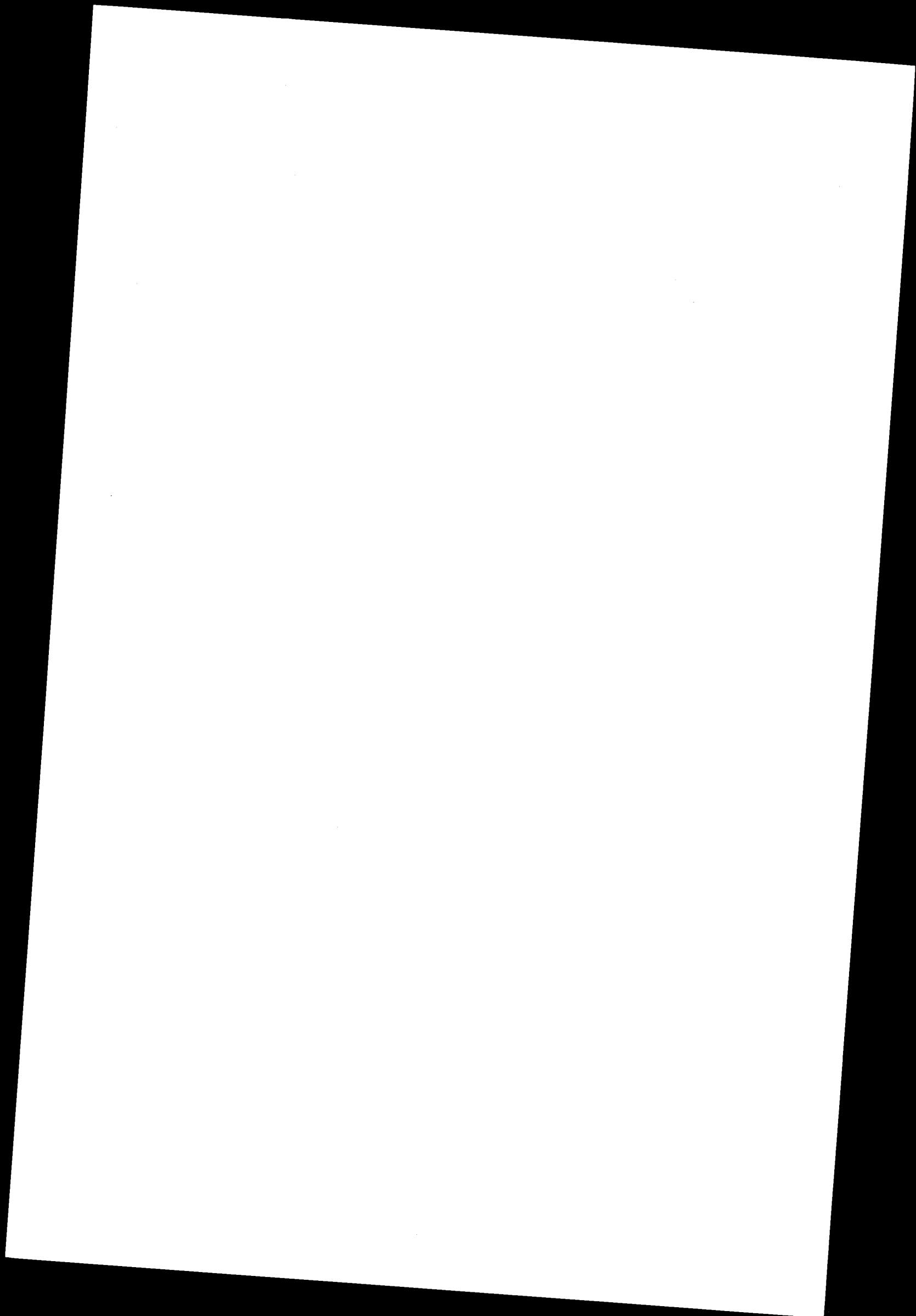
leurs, tenir compte des variations des performances locales du calorifuge (par exemple : variation de la densité de flux transmis à la paroi verticale avec la hauteur).

Cet exposé a passé sous silence les exigences imposées par les régimes transitoires, qui mériteraient à eux seuls une étude particulière. Il est important de signaler, pour conclure, que les régimes transitoires ou accidentels peuvent conduire à des gradients thermiques inadmissibles.

CALORIFUGE METALLIQUE EN ACIER INOXYDABLE
POUR REACTEURS NUCLEAIRES

M. BREUILLE

Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire - C.A.F.L., Firminy



I - INTRODUCTION -

La Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire, Département Génie Chimique, a recherché en 1961 un nouveau type de calorifuge susceptible d'être utilisé dans les réchauffeurs à accumulation pour souffleries supersoniques, réchauffeurs pour lesquels les conditions de température se situent couramment dans la bande de 800 à 1000°C et dont les conditions de fonctionnement en pression sont extrêmement variables. Dans presque toute la phase d'accumulation de chaleur, de beaucoup la plus longue, la pression est de 1 atm et dans la phase de rafale dont la durée est extrêmement courte, de l'ordre de la minute, la pression peut monter à 100 150, 180 bars.

Dans de telles conditions de fonctionnement, les phénomènes de transfert de chaleur dépendent principalement du rayonnement et de la conduction.

Le calorifuge mis au point par C.A.F.L. lors de ses recherches a conduit à utiliser de la toile métallique relativement fine empilée en couches successives et qui, de ce fait, comme nous le verrons ultérieurement, a des caractéristiques de conductibilité pures extrêmement basses et qui, d'autre part, par la multiplicité des fils constitutifs de la structure même de la toile, lutte de façon très efficace contre le transfert de chaleur par rayonnement.

En 1965, la Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire a recherché l'application de ce type de calorifuge qui convenait

.../...

parfaitement bien, pour les conditions énoncées plus haut, aux réacteurs nucléaires, dont les conditions de fonctionnement sont sensiblement différentes en ce sens que, d'une part les températures sont notablement plus basses, ce qui conduit à un transfert de chaleur par rayonnement beaucoup plus faible, mais, d'autre part, le régime de pression de l'ordre de 40 bars, restant pratiquement permanent pendant toute la durée de vie du réacteur peut entraîner un transfert de chaleur par convection dont les effets peuvent devenir prépondérants.

Les différents résultats obtenus jusqu'à ce jour montrent que la constitution envisagée, qui permet de lutter très efficacement contre les transferts de chaleur par conduction et par rayonnement, permet aussi, si l'on prend un certain nombre de précautions de lutter avec une grande efficacité contre les transferts de chaleur par convection et ceci jusqu'à des pressions élevées.

II - PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT THERMIQUE -

Dans les conditions de température et de pression qui caractérisent l'exploitation des réacteurs nucléaires, l'essentiel des transferts thermiques entre la source chaude et la source froide est assuré par les mouvements de convection du fluide qui baigne la structure isolante. Il convient donc pour l'application d'un tel type de calorifuge aux réacteurs nucléaires de trouver des solutions qui permettent de diminuer considérablement l'intensité de ces courants de convection, afin de limiter suffisamment le flux thermique au niveau de la peau d'étanchéité pour que ce flux puisse être absorbé en toute sécurité, par le dispositif de refroidissement placé sur cette peau d'étanchéité.

.../...

L'usage de la toile métallique permet d'introduire entre la source chaude et la source froide un matériau organisé dans chaque couche de toile et inorganisé par la multiplicité des couches constituant un matelas, de façon à présenter une grande densité d'obstacle aux mouvements de convection naturelle qui pourraient prendre naissance à l'intérieur du calorifuge et d'obtenir ainsi une résistance considérable aux déplacements du fluide baignant le calorifuge pour rendre le champ de vitesse induit dans le fluide par le champ de température extrêmement faible.

La constitution du calorifuge est obtenue par un ensemble homogène de n couches de toile métallique appliquées contre la peau d'étanchéité du réacteur et séparées entre-elles par quelques feuilles métalliques en nombre relativement réduit, ceci afin d'obtenir des lames d'épaisseur bien déterminée et individualisées entre-elles.

Les études qui ont été effectuées ont montré que le choix de l'épaisseur de la lame revêt une très grande importance et qu'en fonction de cette épaisseur on peut pratiquement, quelles que soient les conditions de pression et de température ou d'écart de températures entre les faces chaudes et froides, faire travailler l'élément calorifuge, soit en régime de conductibilité pure, soit en régime laminaire, soit en régime turbulent.

Dans un sens d'économie, il est bien évident qu'il faut rechercher à faire fonctionner l'élément calorifuge, soit dans le domaine du régime d'écoulement de couche limite, soit même, si possible, compte tenu d'une optimisation à effectuer dans chaque cas, dans le régime de conduction pure.

../..

III - PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT MECANIQUE

Tous les matériaux utilisés pour la constitution des éléments calorifuges dans le cas d'une application aux réacteurs nucléaires sont en acier inoxydable. De ce fait, il faut noter :

a) Qu'ils sont pratiquement insensibles aux radiations, même pendant le fonctionnement du réacteur.

I

b) Qu'ils sont pratiquement insensibles dans la gamme des températures envisagées aux phénomènes de corrosion dûs à la présence du fluide et qu'il est possible d'obtenir par le choix des éléments constitutifs de l'acier inoxydable, une résistance à la corrosion extrêmement poussée.

c) Qu'ils ne peuvent, émettre des particules susceptibles d'être entraînées par le fluide en circulation dans d'autres parties du réacteur.

d) Qu'ils ne peuvent émettre d'éléments nocifs au fonctionnement du réacteur tels que gaz, vapeur d'eau, etc...

e) Qu'ils ont une durée de vie extrêmement longue et que tous les éléments constitutifs du calorifuge ont une fiabilité certaine.

La nature même d'une structure réalisée à base de toile métallique et de tôles séparatrices montre que cette structure :

1 - Est insensible aux variations de pression même extrêmement rapides, par le fait de très grande porosité du matériau composé de structures ouvertes.

2 - Est pratiquement insensible aux variations de température car l'ensemble des dilatations d'origine thermique est absorbé par la pré-ondulation des fils obtenue lors de la

../..

fabrication même de la toile.

- 3 - Permet d'établir des cellules fermées qui restent totalement étanches entre-elles eu égard aux variations de pression dûes aux écarts de densité du gaz dans les différentes couches de la sous-structure.

Nous noterons par ailleurs, que la résistance mécanique de l'ensemble est extrêmement grande. Ceci est dû à :

- a) L'uniformité des matériaux utilisés, aussi bien pour les tôles séparatrices créant la sous-structure lamellaire que pour les fils constitutifs de la toile.
- b) A la très grande résistance aux chocs, aux sollicitations mécaniques, aux manipulations de la toile métallique par les propriétés mêmes d'élasticité des matériaux utilisés et par leur robustesse intrinsèque.
- c) A une très grande souplesse du matériau calorifuge qui permet de s'adapter extrêmement facilement aux irrégularités de forme des pièces à calorifuger.

Il faut noter qu'au point de vue sidérurgique, le fil est certainement, par rapport aux toiles très minces de dimensions relativement grandes, le produit le plus facile à obtenir, ceci dans tous les métaux mêmes difficiles à transformer à chaud et que, de ce fait, pour des applications particulières, on peut envisager de réaliser des toiles métalliques pratiquement dans n'importe quel matériau comme de l'acier inoxydable, de l'aluminium, du monel du titane, etc...

Par ailleurs, les toiles réalisées avec ces fils peuvent être obtenues dans des formats très supérieurs à ceux des feuilles métalliques, ce qui permet, en atelier, des fabrications d'éléments de grandeur importante, facilitant ultérieurement les opérations de montage.

../..

IV - ESSAIS :

4.1. Essais effectués dans notre Laboratoire de FIRMINY :

Dans le but de déterminer les caractéristiques de conductibilité thermique, la Compagnie des Ateliers et Forges de la Loire a réalisé, dans ses laboratoires de FIRMINY, un appareil d'essai constitué par une enveloppe de force en acier au carbone susceptible de résister à une pression de gaz de 43 bars.

Cet appareil peut recevoir un calorifuge cylindrique placé verticalement, ayant une surface de 1 m^2 environ. La source chaude est constituée par une virole cylindrique en acier inoxydable remplie intérieurement de résistances électriques et de magnésie, afin de diffuser sur toute la hauteur des éléments calorifuges, de façon la plus uniforme possible, la chaleur développée par les résistances électriques. Les différents éléments du calorifuge sont placés sur cette virole cylindrique chaude, la source froide étant obtenue par deux coquilles cylindriques, revêtues sur leur face extérieure d'un serpentín en tube de cuivre. Ces deux coquilles sont serrées sur l'élément calorifuge.

Les mesures de puissances électriques sont effectuées par des wattmètres. Les mesures de températures sont enregistrées sur des appareils MECI SPEEDOMAX. Enfin, les débits d'eau et les températures d'entrée et de sortie de cette eau de refroidissement sont également contrôlés avec précision afin de connaître la quantité de chaleur traversant le calorifuge. De plus, afin de pouvoir déterminer les caractéristiques des éléments calorifuges essayés, l'appareil sous pression peut être connecté à une pompe à vide permettant d'obtenir une pression de 0,1 Torr.

Cet appareil nous a permis d'effectuer des recherches de base à des pressions comprises entre 0 et 43 bars avec différentes natures de toile métallique et avec des écarts de température entre source

../

chaude et source froide compris entre 100 et 300°C.

Par ailleurs, nous avons pu tester le comportement de ces toiles métalliques, utilisées comme calorifuge, en faisant varier les épaisseurs dans des gammes relativement étendues.

L'ensemble des campagnes d'essais effectuées avec cet appareil nous a permis de déterminer les propriétés d'un calorifuge métallique basé sur l'utilisation de toile métallique et appliqué sur le fût d'un réacteur nucléaire.

D'autre part, il nous ont permis d'établir une corrélation générale permettant de déterminer par le calcul la conductibilité apparente d'un matériau calorifuge en fonction de la nature du fluide baignant le calorifuge, des écarts de température entre face chaude et face froide, de la pression régnant à l'intérieur du réacteur et de l'épaisseur des éléments calorifuges à utiliser pour que les phénomènes de convection naturelle qui, sous pression, risquent de perturber l'efficacité du calorifuge, soient minimisés autant que possible.

Enfin, les essais effectués sous vide et avec de faibles écarts de température, nous ont permis de déterminer la valeur de la conductibilité propre du matériau calorifuge utilisé, conductibilité dont la valeur est relativement basse : 0,04 W/m².°C.

Nous avons, d'autre part, pendant ces différentes campagnes d'essais, procédé à des cyclages de pression rapides, de façon à essayer de vérifier si ces cyclages de pression pouvaient avoir un effet destructif sur les différents éléments affectant les caractéristiques de conductibilité du matériau. Malgré des tests de décompression entre 43 et 20 bars effectués en 1 minute, nous n'avons décelé à la précision de mesure près, aucune évolution de la conductibilité apparente des éléments calorifuges.

.../...

4.2. Essais en pression de gaz dans les appareils de grandes dimensions.

A la demande de l'E.D.F. que nous tenons ici à remercier, nous avons pu procéder à des essais du calorifuge métallique dans des réservoirs de grandes dimensions appartenant à l'E.D.F. essais qui ont été conduits par les spécialistes hautement qualifiés de la Société BERTIN. Ces essais se sont déroulés soit dans les locaux appartenant à l'E.D.F. à CHINON, soit dans les ateliers propres de la Société BERTIN à PLAISIR-les-GATINES.

Les maquettes supports de calorifuge, placées à CHINON et à PLAISIR-les-GATINES, avaient respectivement pour dimensions \varnothing 1,910 m - Hauteur 5,500 M et \varnothing 1,100 m - hauteur 2,650 m.

Les écarts de températures relevés entre face froide et face chaude du calorifuge ont été maintenus dans l'ensemble de ces essais à des valeurs comparables et voisines de 200°C.

Par ailleurs, la pression de gaz carbonique a pu évoluer au cours de ces campagnes entre 0 et 30 bars pour l'appareil installé à CHINON et entre 0 et 50 bars pour l'appareil d'essai de PLAISIR-les-GATINES.

Compte tenu de la grande dimension de ces maquettes, il a été possible de placer les différents éléments calorifuges dans des conditions identiques à celles qui seront utilisées pour revêtir la peau d'étanchéité d'un réacteur nucléaire. En particulier, nous avons pu employer des panneaux de grandes dimensions 1 m x 1,50 m fixés par des goujons de \varnothing 14 mm, ces panneaux et ces goujons étant identiques à ceux qui seraient apposés sur le fût d'un réacteur.

../..

Des essais de décompression ont aussi été réalisés dans des conditions identiques à celles qui sont envisagées pour un réacteur. Les résultats obtenus à la suite de ces diverses campagnes s'avèrent particulièrement intéressants car ils ont montré :

- 1 - Que l'ensemble des valeurs de conductibilité obtenues préalablement à FIRMINY étaient confirmées malgré l'augmentation très sensible des dimensions des maquettes. De ce fait, le passage d'essais d'un stade expérimental à un stade semi-industriel ne modifiant pas les caractéristiques générales du calorifuge, il était possible sans risque d'extrapoler au stade industriel.
- 2 - Que les valeurs de conductibilité mesurées à l'occasion des essais à FIRMINY et recoupées lors de ces deux essais restent pratiquement insensibles à la variation de pression, pour un fût jusqu'à une valeur de 30 bars et pour un ciel jusqu'à une valeur de 40 bars. Ceci semble donc montrer que l'ensemble des précautions que nous avons prises pour lutter contre les mouvements de convection naturelle s'avère satisfaisant et que les perturbations thermiques entraînées par les déplacements de fluide à l'intérieur du calorifuge sont minimales.
- 3 - Qu'il n'y a pratiquement aucune variation de conductibilité sur la hauteur d'un fût de 5,500 m et que, de ce fait, il y a tout lieu de croire que sur la hauteur totale du réacteur, des variations de conductibilité ne devraient pas pouvoir être décelées.
- 4 - Que les singularités créées, soit par une pénétration placée sur une partie représentative du ciel d'un réacteur ou créées par l'angle formé au raccordement entre un fût et
.../...

un ciel n'entraînent pas de perturbations du champ des températures, ce qui laisse supposer que la conductibilité ponctuelle dans les zones de ces singularités n'est pas modifiée quelle que soit la forme de ces dernières.

Nous noterons que la conductibilité thermique apparente mesurée lors de ces essais et dans laquelle se trouve intégrée la quantité de chaleur pénétrant directement dans la zone froide par l'intermédiaire des goujons, a pour valeur 0,092 w/m.°C dans les gammes de pression 0 à 30 bars pour un fût et 0 à 40 bars pour un ciel, et qu'elle croît légèrement jusqu'à la valeur de 50 bars pour atteindre la valeur de 0,14 W/m.°C pour un fût et 0,11 W/m.°C pour un ciel.

V - FABRICATION EN USINE.

L'élément de base constitutif de ce type de calorifuge est un matériau parfaitement organisé par nature, c'est à dire la toile métallique.

La fabrication de ce matériau de base ne présente aucune difficulté car, depuis des générations et des générations l'on sait tisser, sans aucun aléa, aussi bien les fils d'origine végétale ou animale que les fils d'origine métallique.

Ces toiles métalliques peuvent être obtenues en largeur extrêmement variable en fonction de la découpe que l'on choisit pour les surfaces à calorifuger. Si une largeur de 1 m est absolument classique, il est possible d'obtenir des toiles ayant des largeur beaucoup plus grandes : 1,5 m - 2 m, certains métiers pouvant aller jusqu'à 5 m.

.../...

La possibilité d'obtenir ce matériau de base, sans aucun aléa de fabrication, dans des dimensions aussi différentes, permet au bureau d'études chargé de dimensionner les différents panneaux à poser sur les surfaces à calorifuger, de n'avoir aucune astringence au sujet des dimensions, hormis celles correspondant aux facilités de manutention et de mise en place sur le site.

La première opération de fabrication du calorifuge est donc, en réalité, une opération parfaitement classique, l'opération de tissage.

Ces toiles métalliques sont obtenues en rouleaux de largeur déterminée et ensuite déroulées et coupées à une largeur constante, afin d'obtenir des coupons de toile qui, empilés les uns sur les autres dans un mannequin, constituent un matelas dont l'épaisseur varie avec les conditions de pression et de température du réacteur, chaque matelas étant, en général, formé par la superposition de 10 à 20 couches de toile métallique.

L'empilage des toiles constituant ce matelas est solidarisé par quelques points de soudure effectués sur machine classique et répartis à un pas carré d'environ 20 cm de côté, points extrêmement minimes en importance et dont le but est d'assurer un collage et non une soudure des différentes toiles entre-elles, afin de faciliter ultérieurement toutes les opérations de finition du matelas et toutes les opérations de montage sur le site. Etant donné que les matelas calorifuges sont fixés sur la peau à calorifuger par l'intermédiaire des goujons, il convient dans une opération de fabrication ultérieure, de procéder au perçage de ces matelas, perçage obtenu d'une manière rigoureuse en plaçant l'élément dans un gabarit comportant des canons de perçage. Cette opération est effectuée avec des

../..

moyens parfaitement classiques : perceuse sensitive ou chignole à air comprimé ou électrique.

Les seules précautions particulières à prendre concernant l'extrémité des forêts qui, travaillant dans des conditions inhabituelles, doivent recevoir au préalable un affutage particulier.

Le matelas ainsi constitué et percé de trous au pas carré de 500 est ensuite placé dans un dernier gabarit destiné à permettre d'effectuer sur tout le pourtour du panneau calorifuge la coupe de l'excédent métallique dépassant du gabarit, coupe centrée par rapport aux trous de passage des goujons préalablement réalisés.

Cette opération est une opération de sciage qui peut être effectuée soit avec une scie à main, soit avec une petite scie portative entraînée électriquement. Ce sciage se fait dans des conditions de grande rapidité et l'ensemble des essais effectués nous a montré que les vitesses de coupe étaient voisines de celles que l'on peut obtenir avec des matériaux du type bois reconstitué.

La simplicité générale des procédés de fabrication des matelas calorifuges permet de réaliser une préfabrication en atelier extrêmement poussée, d'au moins 95% des éléments qui seront posés ultérieurement au chantier sur la surface à protéger.

Par ailleurs, cette fabrication étant de technique simple, aucun procédé particulier de construction n'est à mettre en oeuvre et le personnel appelé à effectuer cette fabrication peut être éduqué très rapidement sans qu'un entraînement important ne soit nécessaire pour qu'il puisse procéder en usine à la fabrication de ce matériau calorifuge.

.../...

Les contrôles de qualité peuvent eux-aussi être extrêmement réduits en nombre car la toile métallique élément de base fabriqué sur métier à tisser classique est sujette à un nombre extrêmement faible d'accidents de fabrication. Le contrôle principal de fabrication des panneaux calorifuges consiste en la bonne vérification du nombre de toiles destinées à fabriquer ces panneaux; toutes les opérations ultérieures étant effectuées sur gabarit et peu soumises à erreur.

VI - MONTAGE :

La grande simplicité caractéristique de ce type de panneaux calorifuges qui peut être fabriqués totalement en usine, entraîne automatiquement une grande simplicité des opérations de montage sur le site.

La première opération consiste à tracer sur la peau d'étanchéité à calorifuger l'emplacement des goujons répartis en général à la densité de 4 au m^2 , de façon parfaitement uniforme.

La deuxième opération est une opération de soudure classique effectuée par un procédé type soudure Nelson, opération dont les techniques sont parfaitement au point à ce jour et permettant de fixer les goujons par soudure sur la peau d'étanchéité.

Les opérations suivantes ne consistent plus qu'en l'application du calorifuge en posant les matériaux préfabriqués en atelier et percés sur les goujons fixés à la peau d'étanchéité.

Les matelas calorifuges auront en général une dimension de 1 m x 1m,50 et un poids compris entre 15 et 20 kg. La dimension et le poids ont été choisis pour permettre un recouvrement

.../...

rapide des surfaces à calorifuger, sans nécessiter des moyens de manutention spéciaux pouvant poser des difficultés à l'intérieur d'un réacteur.

L'empilage des 3, 4 et 5 couches de panneaux calorifuges, de tôles intermédiaires et de barrières horizontales ne nécessite aucune soudure, ce qui simplifie considérablement la durée du montage et limite au maximum les contrôles à effectuer sur le site pour vérifier la bonne pose des matériaux calorifuges.

CONCLUSION :

L'ensemble des essais effectués jusqu'à ce jour dans du gaz carbonique sous pression ont montré que les phénomènes de transfert thermique sont réduits à une valeur extrêmement basse, valeur obtenue grâce à la présence d'un matériau ayant une structure ordonnée en lames qui s'avère comme extrêmement peu sensible aux mouvements de convection. Les matériaux utilisés, par ailleurs, sont d'une très grande robustesse et peuvent permettre sans dégat pour eux, des chocs relativement importants après leur mise en place sur la peau d'un réacteur à calorifuger.

Les caractéristiques générales du calorifuge donnent une conductibilité particulièrement basse qui permet de diminuer au maximum la dimension intérieure de la cavité du réacteur, ce qui entraîne corrélativement, une simplification pour les constructeurs de béton, en particulier, dans les problèmes que posent les câbles de précontrainte.

On peut donc penser que, compte tenu de l'ensemble des qualités de ce matériau calorifuge et de la très faible importance que

.../...

peuvent avoir les effets de pression sur ses caractéristiques fondamentales, il est riche en possibilités d'utilisation et qu'il doit pouvoir s'adapter non seulement aux réacteurs à gaz, mais aussi aux réacteurs des différentes filières eau.

Nous poursuivons, dans ce but, des recherches fondamentales qui, espérons-nous, permettront ultérieurement de résoudre ce problème particulièrement difficile.

SYSTEME D'ISOLATION THERMIQUE A BASE DE FIBRES DE VERRE

C. JUMENTIER

Compagnie de Saint-Gobain
et Soc. Saint-Gobain Techniques Nouvelles



I - DESCRIPTION DU SYSTEME :

Le système d'isolation thermique élaboré conjointement par la Compagnie de Saint-Gobain et la Société Saint-Gobain Techniques Nouvelles se présente sous la forme d'une structure cellulaire constituée par un assemblage d'éléments clos, de section transversale rectangulaire allongée, et dont les parois, métalliques, délimitent un volume complètement rempli par un produit fibreux (en l'occurrence des fibres de verre spéciales).

Par juxtaposition de cellules élémentaires on réalise des couches unitaires qui, superposées en nombre convenable, avec un décalage approprié des joints, constituent la structure isolante.

La figure 1 représente en perspective le schéma d'un fragment du système isolant à 4 couches unitaires, appliqué sur une paroi plane verticale. On peut remarquer que les cellules ont pour profondeur (dans le sens horizontal) la largeur de la paroi isolée. Autrement dit, il n'existe pas de cloisonnement vertical de la structure perpendiculairement aux couches.

Le système isolant ainsi constitué présente trois traits caractéristiques.

- 1) - Le nombre limité d'éléments métalliques utilisés pour constituer une structure d'efficacité thermique donnée. En effet, l'action de freinage très accentuée exercée par le milieu fibreux sur les courants gazeux permet de ramener à des valeurs admissibles le transfert de chaleur par convection avec des écartements entre parois cellulaires beaucoup plus élevés qu'en milieu gazeux libre.
- 2) - La possibilité de réaliser une fermeture complète des cellules (en régime permanent) tout en permettant d'une part un transfert aisé du gaz depuis l'intérieur du calorifuge vers l'enceinte en cas de chute de pression rapide dans cette dernière et d'autre part, une libre dilatation des éléments métalliques dans les sens vertical et horizontal.

C'est l'effet de réaction élastique exercé par les fibres sur les parois métalliques qui permet d'obtenir cette double propriété: transfert aisé du gaz, libre dilatation des éléments métalliques. La figure 2 représente, en coupe transversale, un ensemble de cellules voisines. Les écrans sont fixés par soudure en partie haute sur des éléments métalliques profilés. L'extrémité inférieure des écrans est libre et la fermeture de la cellule est obtenue par un simple contact mécanique dont la permanence est assurée par

.../...

l'action de ressort du matériau fibreux (détail 2a). Ainsi, la dilatation de la paroi cellulaire est elle possible, dans le sens vertical sans que la cellule cesse d'être fermée. Dans le sens horizontal, les ensembles écrans-profilés se chevauchent sur une certaine longueur (détail 2b) et ce chevauchement permet la dilatation, la fibre exerçant toujours l'effet de ressort qui assure la permanence du contact. Enfin, en cas de chute de pression rapide dans l'enceinte, le bas de chaque écran se soulève offrant ainsi un passage aisé au gaz contenu dans la cellule et, la force élastique exercée par les fibres permet à l'écran de reprendre sa position initiale lorsque les pressions sont égalisées (détail 2c).

- 3) - La disposition des joints "en escalier" permettant de supprimer complètement le risque d'une canalisation du flux thermique par création d'un vide au même niveau horizontal dans l'ensemble des couches unitaires. La figure 3a montre pour une structure à 4 couches l'effet d'un glissement simultané des matelas fibreux. On peut noter qu'il faudrait que le glissement dépasse le quart de la hauteur cellulaire pour que se forme un "vide en gradin" sur toute l'épaisseur de la structure et encore, ce vide serait-il constitué par une série de lames de gaz libre échelonnées, la présence des écrans limitant très sensiblement les effets de la convection naturelle dans les espaces libres ainsi créés (fig. 3b). Pour qu'il se forme une série de lames libres superposées, sur toute l'épaisseur de la structure, il faudrait que le glissement dépasse les trois-quarts de la hauteur (fig. 3c) ce qui ne serait théoriquement possible qu'avec des fibres finement fragmentées.

II - CARACTERISTIQUES DU PRODUIT FIBREUX UTILISE DANS LE SYSTEME D'ISOLATION

La structure isolante est exposée à l'action combinée de quatre principaux agents de dégradation :

- 1) - L'irradiation nucléaire sous forme de neutrons thermiques et de neutrons rapides, les doses cumulées correspondant à la durée de vie prévue pour la centrale, étant respectivement de $3.10^{18}n/cm^2$ et $3.10^{19}n/cm^2$. (à l'emplacement le plus exposé).
- 2) - La température
- 3) - Les actions mécaniques statiques et dynamiques induisant des contraintes constantes ou variables dans les fibres.
- 4) - L'action chimique du gaz carbonique à haute pression, et à température élevée en présence d'une certaine quantité de vapeur d'eau (1000 ppm au maximum).

L'influence de ces divers facteurs a été systématiquement étudiée, mais il n'a pas été possible de les faire agir simultanément. Les essais suivants ont été effectués :

1) - Irradiation nucléaire :

Les actions dégradatrices que l'on pouvait craindre "à priori" étaient :

- Une fragmentation des fibres entraînant la possibilité d'un tassement avec formation d'espaces libres.

.../...

- Une relaxation des contraintes mécaniques induites dans les fibres par la pression exercée sur ces dernières par les écrans métalliques, relaxation annulant l'effet de réaction élastique dont on a vu l'importance et pouvant peut-être aller jusqu'à un décollement de l'isolant fibreux d'avec les parois cellulaires d'où formation d'espaces vides.

Les essais d'irradiation ont été effectués sur une série d'éprouvettes de forme cylindrique (diamètre 50mm) correspondant à des fibres de compositions chimiques variées. Les diamètres de fibres et les densités d'utilisation avaient été sélectionnés à la suite d'une première série d'essais thermiques réalisés en "petit bidon" (hauteur: 1 m - diamètre 0,50m) par la Société BERTIN et Cie pour le compte de l'E.D.F.

Les éprouvettes prélevées dans des matelas fibreux à l'emporte-pièce furent enfermées dans des boîtiers étanches à l'eau. L'agencement de ces boîtiers permettait de maintenir, par compression, les échantillons à la densité d'utilisation du matériau (80 ou 100 kg/m³), sur une épaisseur de 10 mm, durant toute la durée des essais-(fig.4a)-. Les boîtiers superposés par grappes de 6 furent irradiés en pile - piscine. La force de réaction élastique initiale fut mesurée et l'on suivit son évolution pour des doses neutroniques cumulées croissantes:

- a) N. thermiques : 3,80 : 10¹⁸ n/cm²
N. rapides : 3,25 : 10¹⁷ n/cm²
(5 jours d'irradiation)
- b) N. thermiques : 9,40 : 10¹⁸ n/cm²
N. rapides : 8,00 . 10¹⁷ n/cm²
(12 jours d'irradiation)
- c) N. thermiques : 3,00 . 10¹⁹ n/cm²
N. rapides : 1,77 . 10¹⁸ n/cm²
(6 mois d'irradiation)
- d) N. thermiques : 3,00 . 10²⁰ n/cm²
N. rapides : 3,00 . 10¹⁹ n/cm²
(6 mois d'irradiation à flux élevé)

Les essais a et b ont confirmé l'influence défavorable de la présence de bore parmi les éléments constitutants du verre. Le cliché 4 b illustre la perte rapide de réaction élastique des fibres contenant du bore comme effet de la réaction (n,α). Toutefois, on ne constate ni fragmentation ni fragilisation des fibres. De toute façon, le bore est à éliminer par suite des inconvénients graves qu'entraînerait sa présence même en faible quantité pour le contrôle du réacteur.

Les essais c et d ont montré que la réaction élastique diminuait progressivement sous l'action des neutrons rapides, mais que sa valeur résiduelle (de l'ordre de quelques dizaines de kg par m²) restait suffisante pour assurer un contact entre matelas et parois métalliques et pour jouer le rôle de ressort de rappel précédemment expliqué.

.../...

En résumé, il résulte des essais d'irradiation que le rayonnement, agissant séparément, provoque simplement une relaxation limitée des contraintes mécaniques induites par les efforts extérieurs exercés sur les fibres (cette relaxation des contraintes sous irradiation, de caractère très général, a d'ailleurs été constatée sur le verre en masse). Il ne se produit ni fragmentation, ni fragilisation des fibres.

2) - Température :

Son action produit un résultat similaire à celui des radiations, c'est-à-dire, une relaxation progressive des contraintes induites dans les fibres par les efforts mécaniques exercés sur les matelas.

Des essais effectués à des températures croissantes (jusqu'à 400°C), pendant 1.000 heures d'exposition, ont montré que la diminution de réaction élastique tend vers une limite d'autant plus basse que la température est plus élevée. Toutefois, la valeur résiduelle demeure suffisante pour que la fibre conserve un "ressort" satisfaisant.

La considération de ce phénomène de relaxation des contraintes, tant sous l'action des radiations que sous celle de la température, a conduit à rechercher une solution qui permette de limiter au maximum la valeur initiale des contraintes. Cette solution consiste à effectuer une prérelaxation des contraintes élastiques par un traitement thermique (recuison) des matelas fibreux. Ceci permet en outre d'éliminer une importante difficulté de montage en diminuant l'effort à exercer sur le matelas lors de sa mise en place. La valeur élevée de la force nécessaire avait posé de difficiles problèmes technologiques lors des premiers essais d'utilisation des fibres de verre dans des structures constituées par des assemblages d'éléments dénommés "pavés" (boîtiers métalliques spéciaux) dont l'emploi avait été envisagé pour l'isolation de l'enceinte de Chinon III.

En bref, des matelas de fibres de verre sans bore, soumis à un traitement thermique approprié, répondent à la double condition de stabilité sous l'action des radiations et de stabilité sous l'action de la température.

Il n'a pas été possible, jusqu'à présent, d'étudier l'action dégradatrice combinée des radiations nucléaires et de la température. Cependant, l'effet de chacun de ces facteurs agissant séparément, tendant à amener le verre à un état structural proche de l'état d'équilibre que l'on obtiendrait par un refroidissement infiniment lent des fibres lors de leur obtention, il est à présumer que les effets dégradateurs ne sont pas cumulatifs. Leur action simultanée devrait seulement faire évoluer plus rapidement les fibres vers un état limite stable. C'est cet état stable qui est obtenu d'avance par le traitement de recuison.

3) - Actions mécaniques dynamiques :

Nous entendons par ces dernières:

- d'une part les surcharges accidentelles développées à l'intérieur de la structure lors de variations rapides de pression dans l'enceinte.

.../...

- d'autre part, les vibrations, et, particulièrement celles qui pourraient résulter des actions aérodynamiques du gaz sous pression circulant le long de la surface externe du système isolant.

Pour les premières, les essais effectués par la Société BERTIN et Cie pour le compte de l'E.D.F., tant en "bidon B 50" qu'en "Mégabidon" ont montré que l'efficacité d'isolation n'était pas affectée par une série (5 à 10) de décompressions rapides (0,75 bar en 5 secondes).

Pour les secondes, un essai d'une durée de 2.700 heures effectué sur un matelas de fibres (non traitées thermiquement) porté à 250°C et placé dans un montage soumis à vibrations a montré que le produit conservait son intégrité, et, en particulier, ne manifestait aucun signe de tassement. Soulignons que ce dernier essai est le seul pour lequel se trouvaient combinées les actions de deux facteurs de dégradation. L'essai a été réalisé par la Société HISPANO-SLIZA pour le compte de l'E.d.F.

4) - Action chimique du CO₂ à 30 bars - 250°C - 1.000 ppm en eau

A la température de 250°C il n'est pas exclu qu'une réaction chimique se produise entre certains ions alcalins du verre et le gaz carbonique humide et sous pression (formation de carbonates). Il était donc indispensable :

- a) De déterminer l'importance de la réaction chimique.
- b) De vérifier si une perte limitée d'ions alcalins serait susceptible d'entraîner une altération des propriétés mécaniques (élasticité) des fibres de verre.

A cet effet, des échantillons de matériau fibreux (diamètre: 50 mm - épaisseur : 25 mm) furent soumis en autoclave à l'action du CO₂ à 30 bars - 250°C - 1.000 ppm en eau durant des périodes de 10 h., 100 h. et 1.000 h.

Pour chacune de ces durées (3 éprouvettes par essai) les mesures suivantes furent effectuées:

- a) Masse de l'extrait sec et teneur en sels alcalins hydrolysables (dont les carbonates) après traitement à l'eau bouillante.
- b) Pression de réaction élastique du matelas ramené à sa densité d'utilisation.

Il fut constaté:

- Pour le 1er point : Une augmentation progressive de la teneur en sels alcalins hydrolysables, cette teneur tendant nettement vers une valeur limite (très faible accroissement entre 100 et 1.000 heures).
- Pour le 2ème point : Aucune modification de la pression de réaction élastique qui reste comprise entre 40 et 60 kg/m².

.../...

III - PERFORMANCES THERMIQUES DU SYSTEME

Il a été déjà mentionné dans la description du système que l'une des caractéristiques de celui-ci consistait dans la possibilité de recourir à des largeurs cellulaires relativement importantes grâce à l'action de freinage exercée sur les courants de gaz par le milieu fibreux.

Pour exploiter complètement cet avantage il faudrait pouvoir remplir les deux conditions suivantes:

- Une étanchéité absolue de chaque cellule.
- Un contact parfait entre le milieu fibreux et les parois cellulaires.

Ceci n'est pratiquement pas possible du fait que, comme pour toutes les structures cellulaires avec ou sans fibres :

- a) Il doit exister une possibilité de transfert de gaz entre l'intérieur et l'extérieur de la structure isolante pour l'équilibrage des pressions.
- b) Le système de fixation des cellules crée inévitablement des passages plus fortement perméables aux gaz que le milieu fibreux.
- c) les problèmes de dilatation ne permettent pas d'assurer en tous endroits de raccordement une étanchéité par soudure ou tout autre procédé.
- d) La pression de réaction élastique des matelas ne suffit pas à elle seule à assurer un contact parfaitement continu avec les parois cellulaires du fait qu'entre autres, ces parois métalliques ne peuvent présenter en tous points la planéité ou l'alignement nécessaires.

L'incidence sur le comportement thermique de la structure isolante de la condition (a) ainsi que des imperfections (b,c,d) ci-dessus (imperfections inévitables en l'état actuel de la technique choisie) se traduit par:

- Un gradient de flux thermique dans le sens vertical (fût) avec une valeur locale relativement élevée à l'extrémité supérieure.
- Un accroissement du flux thermique global avec la pression du gaz (sensibilité à la pression).

Cet état de chose peut s'interpréter comme résultant de l'effet combiné de mouvements convectifs élémentaires dans chaque cellule, avec transmission, de cellule à cellule, d'un flux vertical dirigé de bas en haut, et d'un faible mouvement convectif global s'établissant dans l'ensemble de la structure.

Divers essais thermiques ont été effectués sous l'égide de l'E.D.F. par la Société BERTIN et Cie, d'abord en "Petit Bidon" (hauteur: 1m) puis en "Bidon B 50" (hauteur : 2 m) enfin en "Mégabidon" (hauteur : 6 m). Nous ne mentionnerons que les résultats de la série d'essais effectués en "Mégabidon".

Dans ce dernier, deux types de technologie ont été essayés pour les parois verticales (fût) : l'une à 8, l'autre à 16 couches unitaires (épaisseur cellulaire moitié). Dans les deux cas, l'épaisseur totale du calorifuge (matelas et écrans) était de 187 mm.

.../...

Pour le ciel, une technologie à 10 couches (épaisseur totale 235 mm) a été utilisée.

Enfin, dans l'axe du ciel, un débouché de puits de chargement avec son calorifuge a été aménagé. Il a été ainsi possible de déterminer l'efficacité du système isolant au voisinage d'une traversée.

Une récapitulation des conductivités et des conductances moyennes à diverses pressions et pour des températures de 225°C (face chaude) et 50°C (face froide) est donnée pour le fût (tableau 1) et pour le ciel en partie courante (tableau 2). Les valeurs correspondant à une pression de 30 bars ont été soulignées.

On peut constater qu'à cette pression, la diminution de conductivité apportée par la réduction de moitié des épaisseurs cellulaires n'est que de 6% (11% pour les 5 premiers mètres). Il faudrait que cette diminution soit de l'ordre de 50% pour que l'on puisse à coût égal réduire de moitié l'épaisseur totale du calorifuge. Il apparaît donc que la réduction de l'écart entre écrans afin de diminuer les mouvements convectifs intra-cellulaires ne serait "payante" que si une diminution de l'épaisseur totale conduisait à de très importantes économies sur le béton de l'enceinte.

La figure 5 représente, pour le fût, la variation de la conductivité à 30 bars en fonction de la hauteur. On peut voir que le gradient vertical de conductivité demeure pratiquement constant sur les 5 premiers mètres, puis augmente ensuite très sensiblement pour atteindre une valeur élevée sur les derniers 25 cm.

Les variations de la conductivité en fonction de la pression, sont données, pour le fût, par la figure 6.

Ces résultats appellent quelques commentaires:

1) Zone à flux thermique élevé en partie haute

Sur la courbe de la figure 5, les conductivités mesurées en "B 50" (sur 2 m de haut) ont été représentées avec celles obtenues en "Mégabidon" (sur 6 m de haut). Il ressort nettement que sur les derniers 50 cm en partie haute les distributions de flux sont pratiquement identiques. Il paraît donc acceptable d'admettre que cette distribution de flux à l'extrémité supérieure est indépendante de la hauteur totale. Par ailleurs, il convient de souligner que le flux élevé localisé en haut n'entraîne pas des augmentations très importantes des températures locales correspondantes sur la paroi froide (30 à 35°C contre 24 à 29°C sur le reste de la hauteur, soit + 6°C en moyenne).

2) Extrapolation des conductivités à des hauteurs supérieures à 6 m :

La comparaison des résultats obtenus en B 50 et en Mégabidon montre que les conductivités au point le plus bas sont sensiblement identiques et égales à 0,05 W/m°C. On peut admettre que ceci reste vrai quelle que soit la hauteur.

Nous avons vu d'autre part que les conductivités pouvaient également être supposées identiques sur les derniers 50 cm, indépendamment de la hauteur. En d'autres termes, toutes les courbes de conductivité seraient confondues à partir du point A de la figure 5.

.../...

T A B L E A U 1

CONDUCTIVITES ET CONDUCTANCES MOYENNES SUR LE FUT

PRESSION CO ₂	8 couches						16 couches (épaisseur 1/2)					
	Hauteur à partir du bas						Hauteur à partir du bas					
	5 m.		5,74 m.		6 m.		5 m.		5,74 m.		6 m.	
	λ	λ/e	λ	λ/e	λ	λ/e	λ	λ/e	λ	λ/e	λ	λ/e
10,5 bars	0,074	0,40	0,078	0,46	0,092	0,49	0,069	0,37	0,076	0,41	0,088	0,46
19,2 bars	0,115	0,61	0,132	0,71	0,162	0,87	0,099	0,53	0,115	0,62	0,146	0,78
20,2 bars	<u>0,187</u>	—	<u>0,229</u>	<u>1,00</u>	<u>0,291</u>	<u>1,56</u>	<u>0,166</u>	<u>0,89</u>	<u>0,206</u>	<u>1,10</u>	<u>0,274</u>	<u>1,47</u>

Unités : Conductivité λ : W/m°C
 Conductance λ/e : W/m²°C
 (e = épaisseur totale du calorifuge)

T A B L E A U 2

CONDUCTIVITES ET CONDUCTANCES SUR LE CIEL

(Technologie à 10 couches de 23,5 mm)

Pression CO ₂	λ	λ/e
10,5 bars	0,141	0,60
19,2 bars	0,214	0,91
30,2 bars	<u>0,440</u>	<u>1,87</u>

Unités : Conductivité λ : W/m°C
 Conductance λ/e : W/m²°C
 (e = épaisseur totale du calorifuge)

N.B. : Ces tableaux sont extraits de la Note Technique N° 29-267 établie par la Société BERTIN et Cie pour le compte de l'E.D.F.

.../...

Dans ces conditions, il est possible d'obtenir une limite supérieure plausible de la conductivité moyenne sur la hauteur $h = 0,5$ m, quel que soit h , par interpolation linéaire entre la conductivité correspondant au point A : $0,55 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ et la conductivité à la cote 0 : $0,05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, soit $\lambda = 0,30 \text{ W/m}^\circ\text{C}$. La conductivité moyenne réelle se rapproche d'autant plus de cette limite supérieure que la hauteur totale est grande. Par contre, l'influence de la zone de conductivité élevée en partie haute décroît lorsque la hauteur augmente. En conséquence, on peut admettre que, par exemple, pour $h = 30$ m, la conductivité moyenne globale serait sensiblement égale à $0,30 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ et la conductance correspondante égale à : $1,6 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$ pour une épaisseur de 187 mm. Le flux calorifique moyen correspondant, pour des températures de 225°C face chaude et 50°C face froide, s'élèverait à 280 W/m^2 , valeur faible permettant d'envisager le recours à des épaisseurs inférieures à 187 mm pour un calcul d'optimisation. Par contre, il serait nécessaire que le circuit de refroidissement soit localement densifié en partie haute pour que les températures à cet endroit et leur gradient superficiel ne dépassent pas les maxima admissibles pour le béton.

IV - MONTAGE DU SYSTEME ISOLANT

L'ensemble de la structure est fixé sur la peau d'étanchéité au moyen de broches en acier soudées sur cette dernière.

Les matelas de fibres de verre (épaisseur 20 à 30 mm, hauteur 1m, largeur 2 m) sont empalés sur les broches.

Les parois métalliques cellulaires constituées à l'aide de deux éléments : écrans verticaux percés à l'avance à l'emplacement des broches, et profilés en forme de double cornière à ailes opposées (voir fig.7) sont mis en place et assemblés par soudure longitudinale aux endroits correspondants aux bords supérieurs des matelas, après une mise à épaisseur définitive au moyen de clips. Ces derniers s'appuient sur des rondelles d'étanchéité assurant le recouvrement des trous pratiqués dans les écrans.

Un tissu filtre en fibre de verre à lés superposés et cousus, vient recouvrir la face apparente du dernier matelas, afin d'empêcher le passage de toute particule fibreuse lors des transferts de gaz entre l'intérieur du calorifuge et l'enceinte.

Tous les joints entre matelas (dans le sens horizontal) ou entre cellules (dans le sens vertical) sont décalés de 25 cm d'une couche à l'autre.

La séquence de montage, relativement simple, conduit à des temps de pose réduits avec un personnel peu nombreux. Ceci joint au nombre restreint d'éléments métalliques, et au coût comparativement peu élevé des matelas de fibre de verre, permet de réaliser la structure isolante à des conditions économiques avantageuses, ce qui constituerait l'objet recherché.

V - CONCLUSIONS

Le système d'isolation Saint-Gobain Techniques Nouvelles a été conçu dans le but d'apporter une solution techniquement efficace avec un coût réduit afin de contribuer à la diminution des investissements nécessaires pour la construction des centrales de la filière graphite-gaz.

Comme la plupart des autres solutions, ce système n'a pas encore reçu la sanction de la pratique qui seule peut permettre une appréciation indiscutable de son efficacité.

Il est toutefois possible de souligner que les essais relativement nombreux effectués sur ce type de calorifuge n'ont jusqu'ici mis en évidence aucun inconvénient majeur qui rendrait son emploi réhibitoire.

Bien entendu, ces essais n'apportent encore qu'une information limitée et il est possible de réduire la marge d'incertitude concernant le maintien de l'efficacité de l'isolant pendant la durée de vie prévue pour les réacteurs, par une expérimentation plus élaborée.

En particulier, il serait souhaitable de soumettre la structure isolante à l'effet accéléré du maximum d'agents de dégradation : radiations nucléaires, températures, vibrations, actions chimiques, etc.. agissant simultanément. Ces essais sont difficiles, relativement onéreux et nécessitent le plus grand soin quant à leur conception, leur réalisation et leur interprétation. Ils s'avéreraient toutefois comme payants à court terme, du simple fait que l'industrie des fibres minérales est actuellement en plein développement, et que les matériaux qu'elle permet d'obtenir sont susceptibles de présenter une très large variété quant à la combinaison de leurs propriétés : perméabilité, porosité, résistance mécanique, élasticité, composition chimique, etc...

En ce qui concerne l'efficacité thermique du système, les résultats partiels déjà obtenus dans le cadre des travaux de recherche confiés par EURATOM conjointement à la Société BERTIN et Cie et à la COMPAGNIE de SAINT-GOBAIN, résultats présentés dans une communication séparée, permettent d'entrevoir dès maintenant la possibilité d'une amélioration très sensible des performances, accompagnée d'une notable simplification de la structure. Des essais étendus seront également nécessaires pour vérifier si ces espoirs sont réellement fondés.

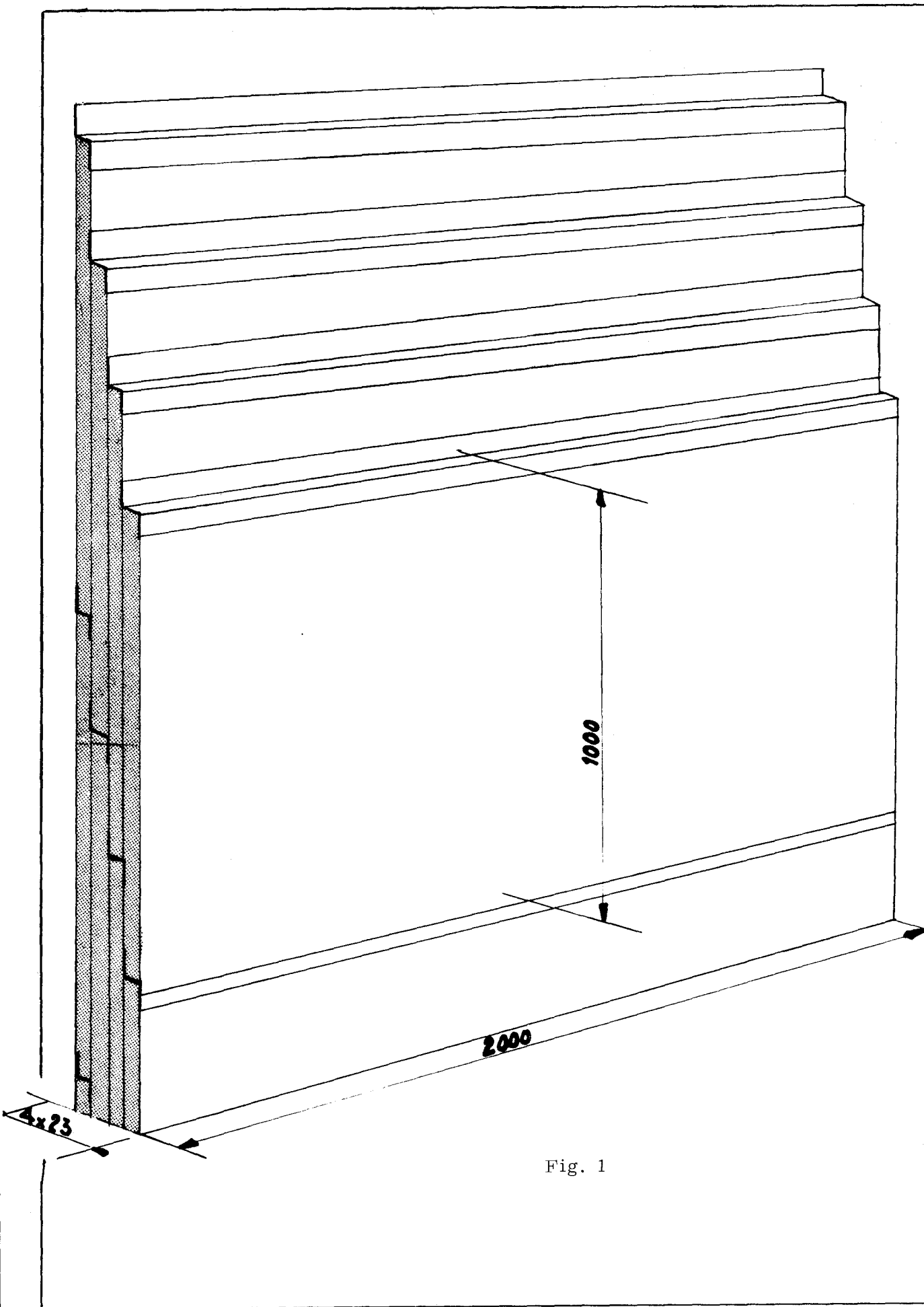


Fig. 1

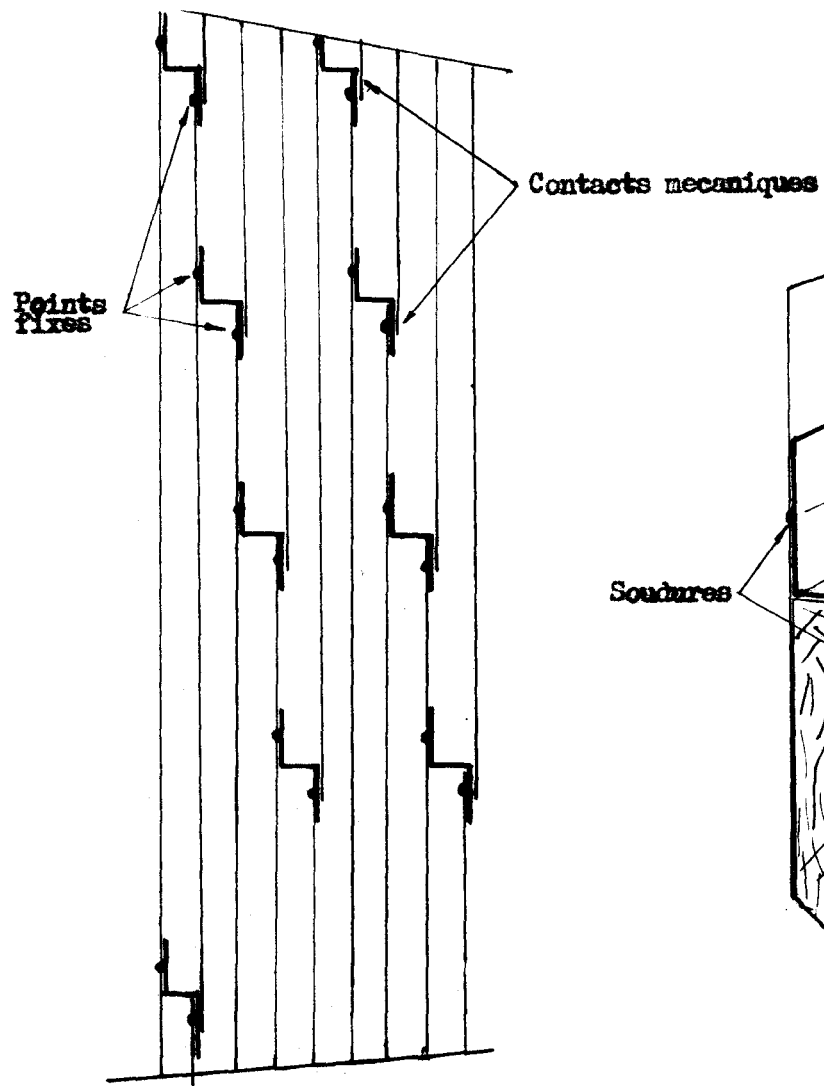


Fig. 2

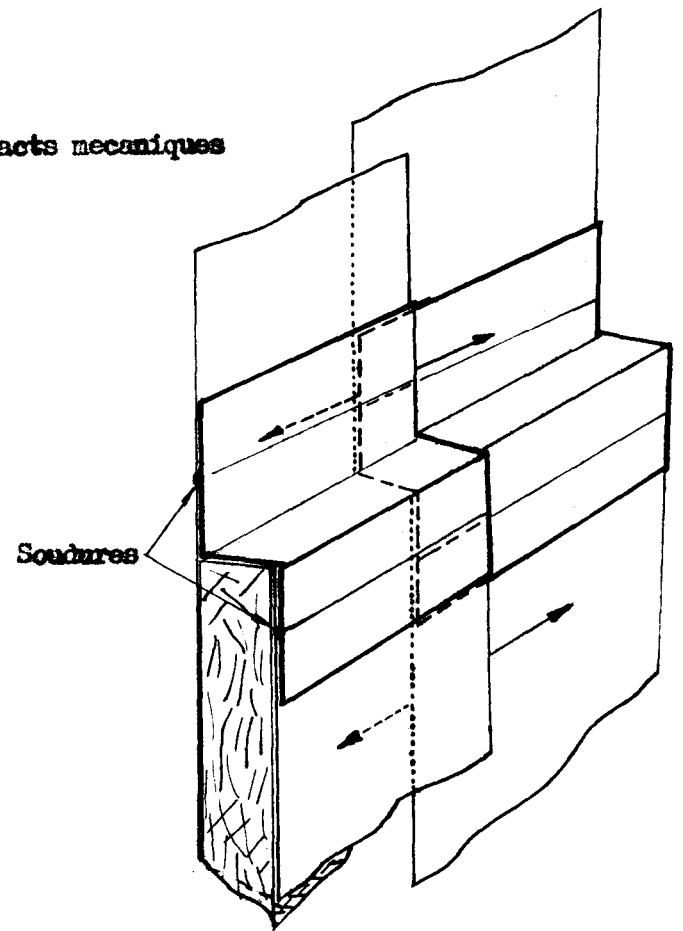


Fig. 2a

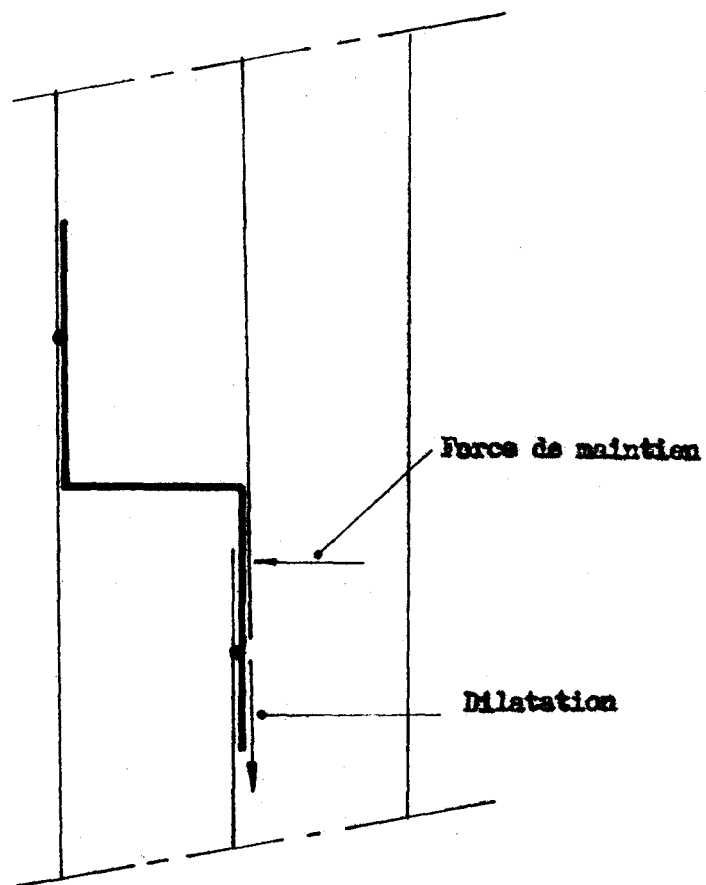


Fig. 2b

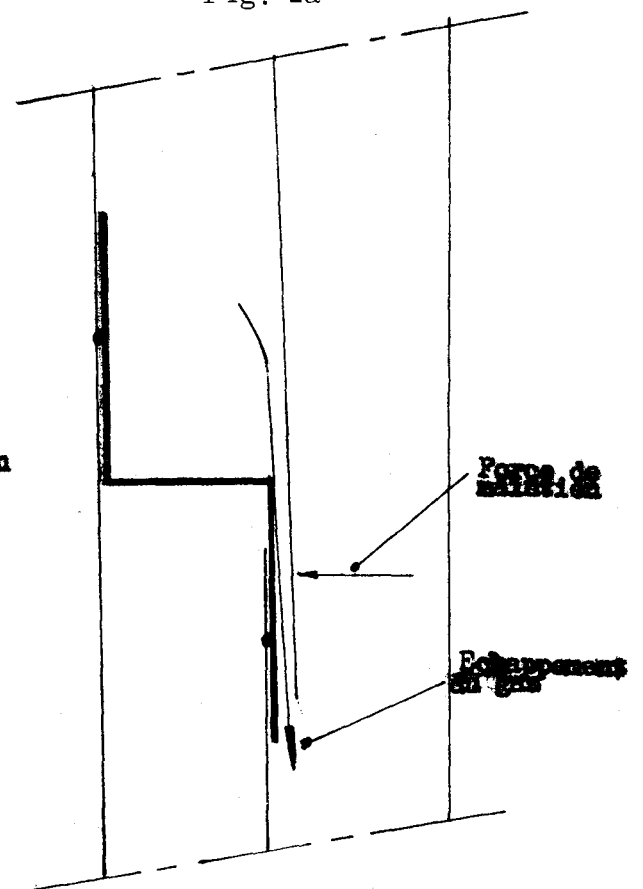


Fig. 2c

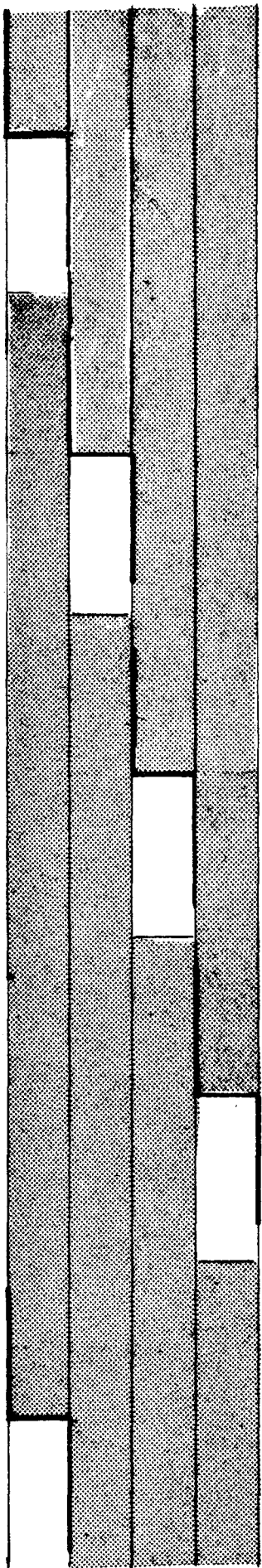


Fig. 3a

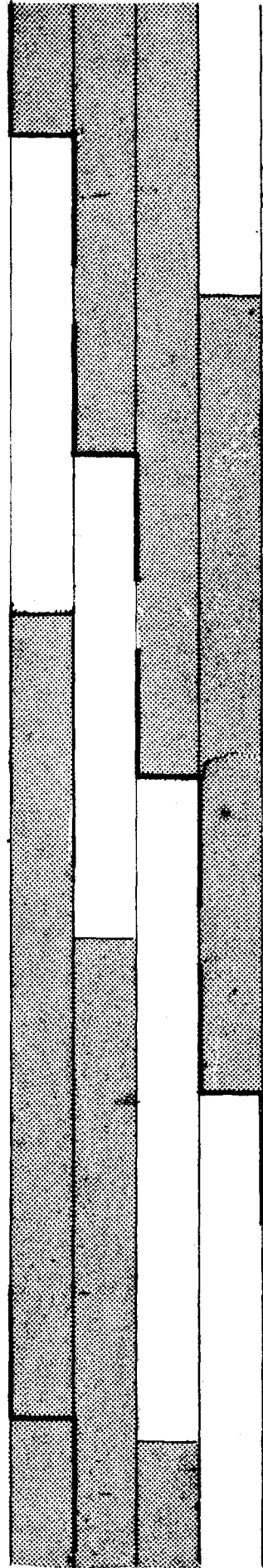


Fig. 3b

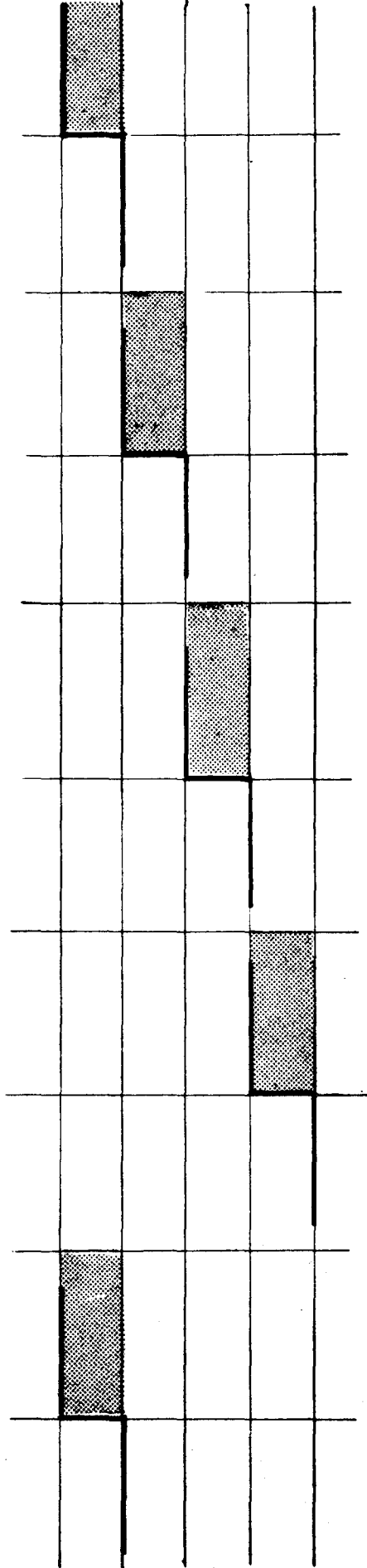
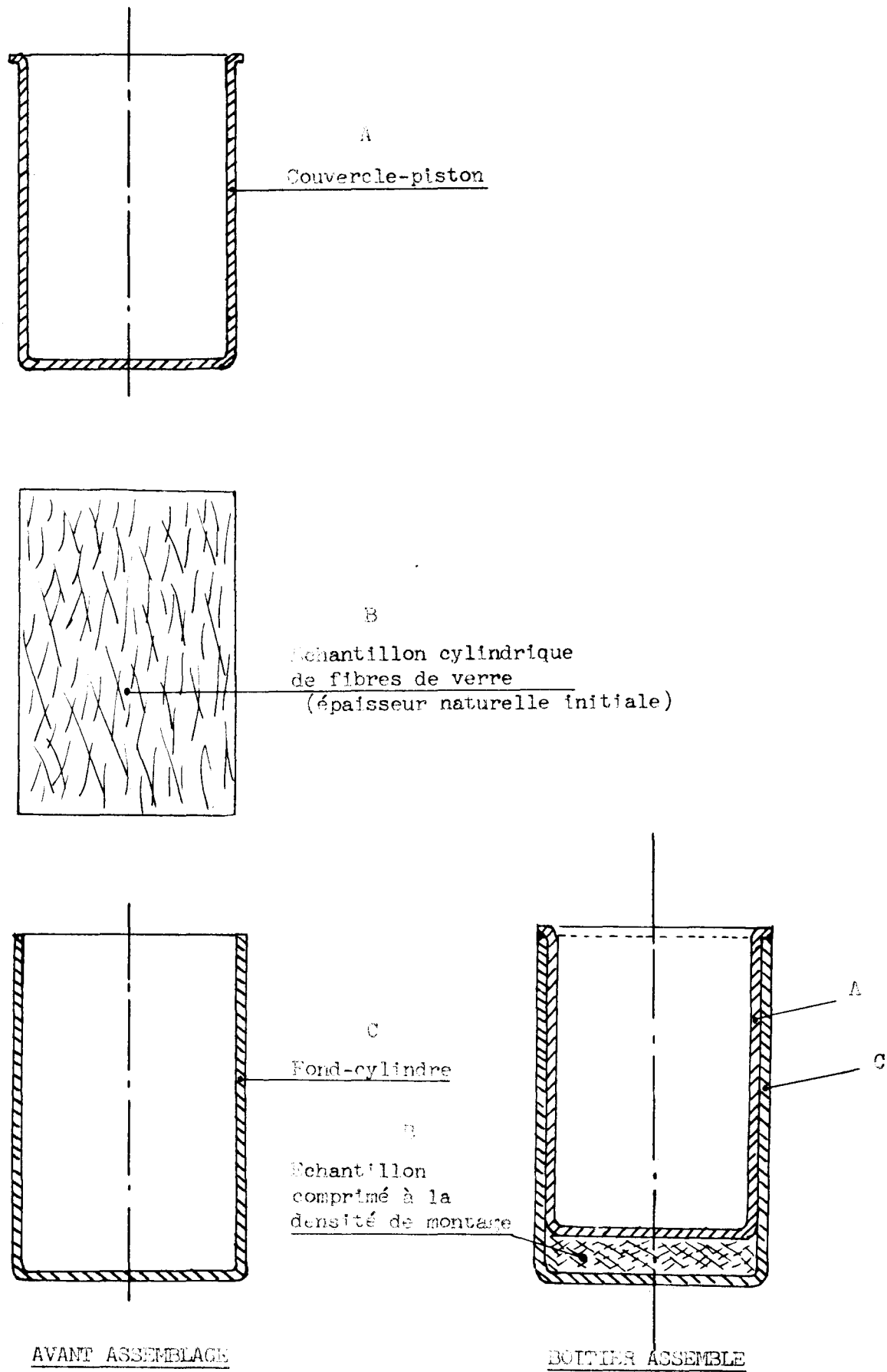
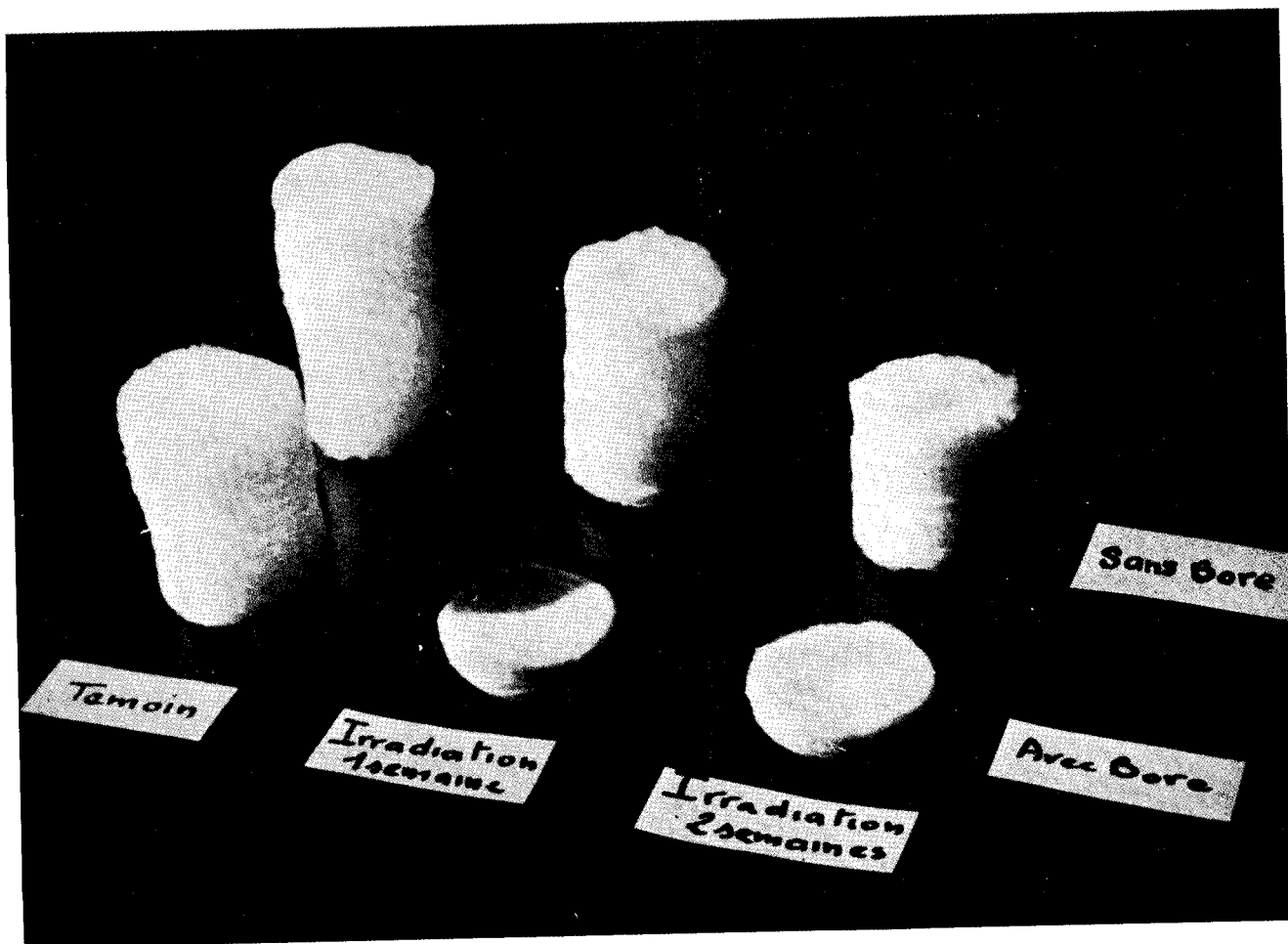


Fig. 3c

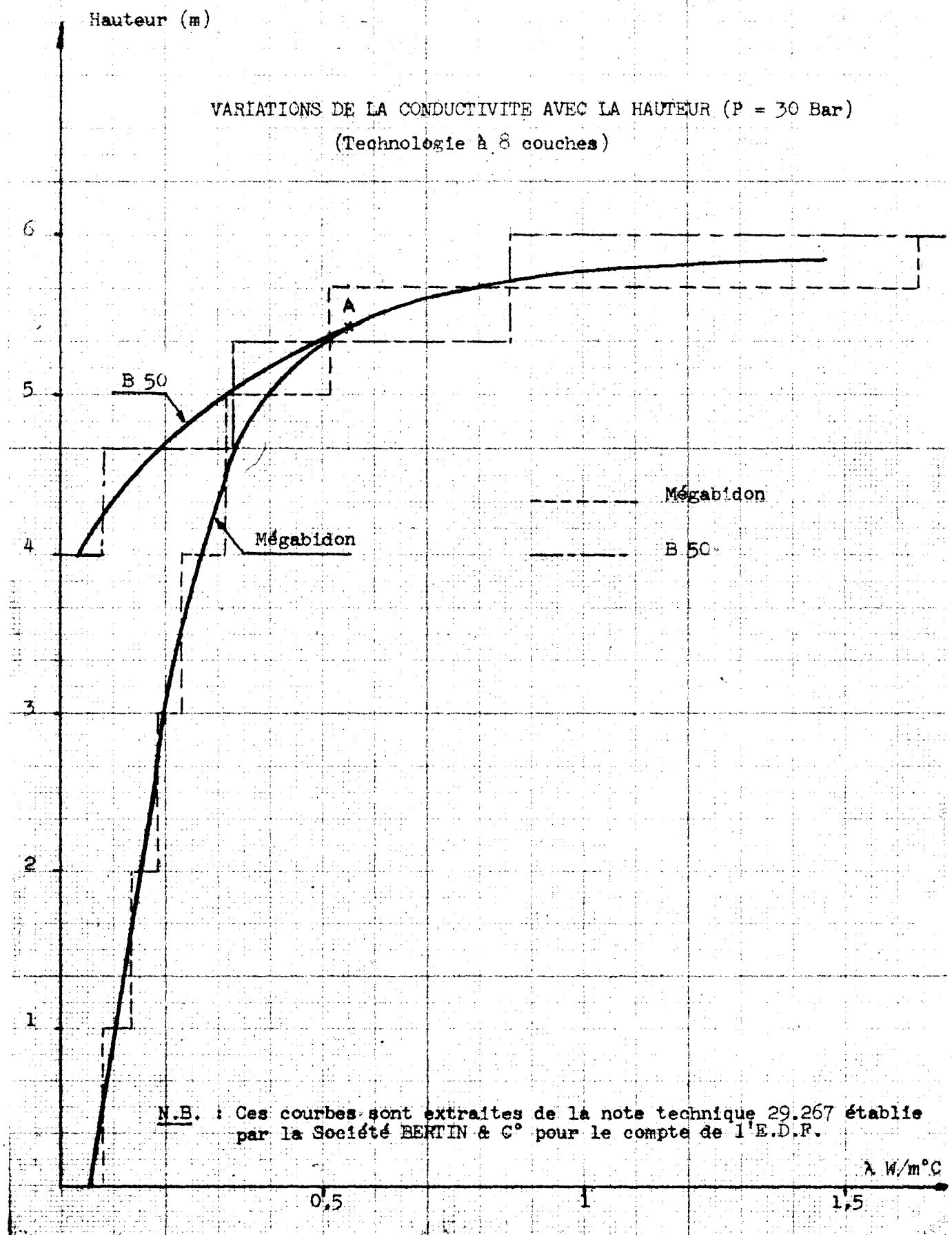
Fig. 4 a





Cliché 4 - indice b

Fig. 5



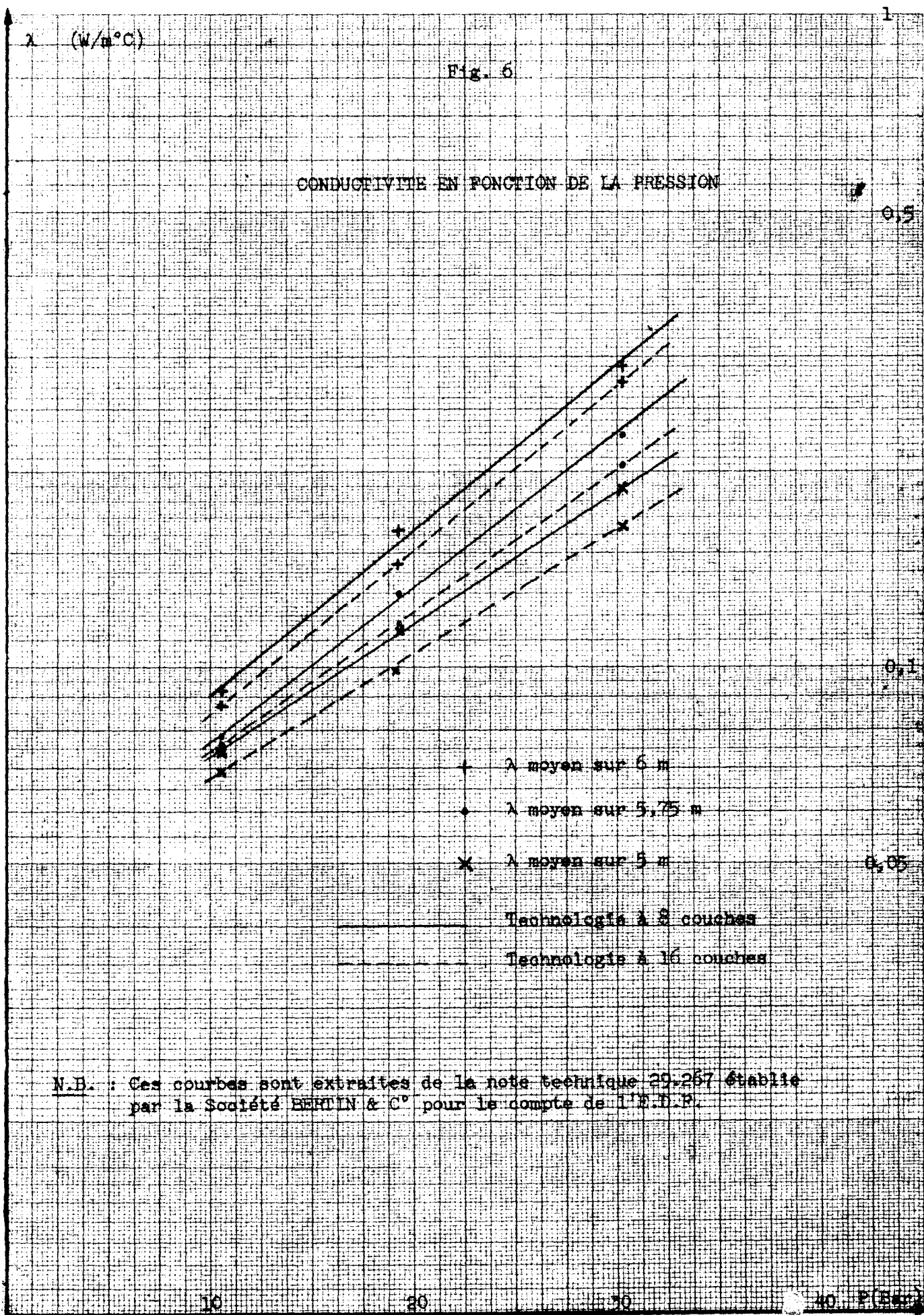
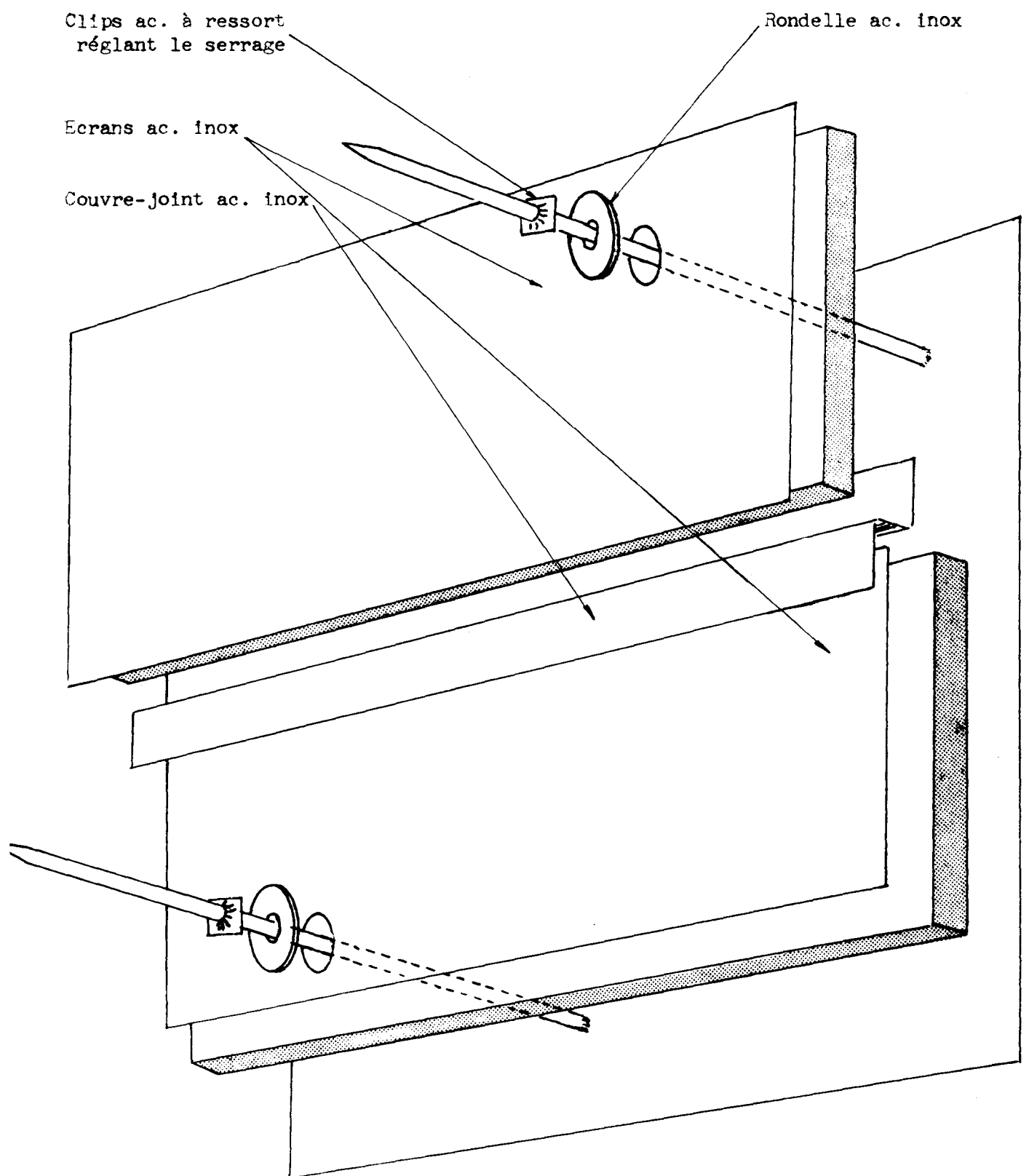


Fig. 7



VUE PERSPECTIVE ECLATEE

SYSTEME D'ISOLATION THERMIQUE A BASE DE CELLULES
EN FORME DE LOSANGE EN ACIER INOXYDABLE

M. REB

Société ALSTHOM, Paris



Les Services d'Etudes Nucléaires de la Société ALSTHOM travaillent depuis plusieurs années à l'étude et à l'expérimentation de calorifuges métalliques alvéolaires.

Dès les années 1962 - 1963, à l'occasion de l'étude des problèmes posés par le calorifugeage du caisson d'EDF 3, des essais d'assemblage de tubes métalliques de faibles diamètres ont été effectués. Dans ces essais, les tubes étaient isolés par du tissu de verre ou des couches de laine de roche et les conductivités obtenues étaient de l'ordre de $0,32 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ à 30 bars en ambiance CO_2 .

A partir de 1964, les études et essais ont porté sur des calorifuges entièrement métalliques constitués d'assemblages de tubes avec ou sans écrans anti-convection entre nappes. Les résultats trouvés, quoique nettement plus élevés, ont été jugés suffisamment encourageants pour travailler sur une technologie voisine, consistant à reproduire un empilage de cellules cylindriques à partir de feuilles ondulées très minces. Des mises au point successives ont permis d'aboutir au calorifuge type Ondulinox tel que décrit ci-après.

DESCRIPTION DE PRINCIPE

Le calorifuge Ondulinox se présente comme la superposition de feuilles métalliques ondulées, délimitant des espaces cellulaires allongés dont la section est en forme de losanges curvilignes.

Chaque espace cellulaire a une extrémité fermée par un rétrécissement en forme de doigt, et l'autre extrémité ouverte ; cette dernière est obturée lors du montage par le doigt de la cellule du panneau suivant.

La jonction entre panneaux, parallèle aux ondes, est réalisée par imbrication des espaces cellulaires.

Ces assemblages assurent des jonctions entre panneaux sans interruption des surfaces métalliques, donc sans possibilité de passage direct de fluide de la face chaude vers la face froide du calorifuge, tout en permettant les dilatations thermiques différentielles ou les dépressurisations rapides.

ESSAIS EFFECTUES

Le calorifuge a subi des essais dans une installation à petite échelle se trouvant dans notre laboratoire de SAINT-OUEN, et dans les installations dites "Mégabidon" et "B 50" exploitées par la Société BERTIN, pour le compte de l'EDF.

1 - Essais en petit bidon

Ces essais ont été effectués à l'aide de maquettes planes de 1,4 x 0,4 m, disposées en "sandwich" sur une plaque chauffante, l'ensemble étant placé dans un bidon résistant à une pression de 30 bars.

Ces essais, essentiellement comparatifs, ont permis :

- de définir la technologie à adopter pour les points singuliers
- de mettre au point la technologie des joints entre panneaux
- de déterminer l'ordre de grandeur de la variation de la conductivité moyenne selon la position de la maquette par rapport à la direction de la pesanteur.

Tous les essais précédents ont été effectués en ambiance CO₂. Il est à signaler que dans cette même installation expérimentale convenablement adaptée, une campagne d'essais en ambiance d'hélium a été effectuée de Mai à Août 1967 pour la Société BROWN-BOVERI-KRUPP, dans le cadre d'études EURATOM sur la filière THER.

2 - Essais en "Négaïdon"

Les campagnes d'essais ont été effectuées sur des maquettes cylindriques tapissées de panneaux de fabrication semi-industrielle.

Ces essais ont permis :

- de vérifier l'efficacité des joints entre panneaux,
- de s'assurer de la bonne tenue du calorifuge aux cyclages thermiques (2°C/minute) et aux décompressions rapides (16 bars/minute)
- de déterminer à 0,26 W/m° C la conductivité moyenne du calorifuge pour une pression de CO₂ de 30 bars et une température de face chaude de 240° C.

3 - Essais en "E 50"

Deux campagnes d'essais ont été effectuées sur des maquettes de section oblongue, de dimensions 1 x 2,5 m.

Ces essais ont permis :

- de vérifier la loi de conductivité en fonction de l'épaisseur de calorifuge
- de déterminer la loi de variation de conductivité en fonction de la pression jusqu'à une valeur de 50 bars.

POSSIBILITES D'ADAPTATION

Les essais précédents ont confirmé que ce calorifuge se comporte comme un milieu alvéolaire où les échanges thermiques s'effectuent par conduction, rayonnement et convection.

L'importance relative de ces différents modes d'échanges thermiques peut être modifiée par des dispositions technologiques appropriées. En effet, des essais complémentaires réalisés dans l'installation expérimentale "Petit Bidon" ont montré qu'il était possible de diminuer les échanges par convection au prix d'une légère augmentation de la conduction. La solution expérimentée a consisté à introduire des structures de remplissage à l'intérieur des ondes, l'ondulinox jouant alors le rôle de "container".

Ces essais ont permis de comparer la conductivité d'un calorifuge simple constitué de 6 feuilles ondulées à celle d'un calorifuge "farci" constitué de 2 feuilles ondulées et de structures de remplissage. A pression atmosphérique le calorifuge "farci" a une conductivité supérieure au calorifuge simple, mais entre 1 et 30 bars la variation de conductivité du calorifuge "farci" est le quart de celle du calorifuge simple.

Ainsi la conductivité en pression de ce calorifuge peut être ajustée dans des limites assez sensibles. Si l'on veut réduire les échanges convectifs et la conductivité globale du calorifuge, on est amené à réduire les dimensions des cellules, et donc à augmenter le nombre de cloisons et en conséquence le prix du calorifuge. Pour chaque application particulière (nature du gaz ambiant, pression, température moyenne) la dimension des cellules - ou le facteur de "farcissage" - résulte de l'optimisation économique, en tenant compte du coût du circuit de refroidissement du caisson et du coût de l'énergie perdue.

MISE EN CEUVRE INDUSTRIELLE

La fabrication du calorifuge comporte trois phases successives :

1ère phase : élaboration du métal

Le calorifuge est réalisé à partir de feuillard d'acier inoxydable 18/10, de faible épaisseur, dont l'état d'écrouissage est déterminé pour concilier une rigidité suffisante du feuillard et une bonne aptitude à l'emboutissage.

2ème phase : emboutissage des feuilles

Les feuilles ondulées sont embouties à l'aide de presses mécaniques ou hydrauliques. Les matériaux des outillages d'emboutissage sont choisis d'après l'importance des séries de pièces désirées. Ces outillages classiques comportent poinçon, matrice et serre-flans, mais les précisions d'exécution sont grandes pour éviter le glissement du feuillard lors de l'emboutissage.

3ème phase : soudure des feuilles ondulées

La soudure des feuilles ondulées entre elles est réalisée à la molette (ou au crayon) sous courant alternatif à faible voltage, manuellement ou à l'aide de machines automatiques spécialement mises au point.

Les panneaux ainsi fabriqués constituent des éléments pouvant être ajustés au profil des points singuliers et pouvant être facilement manipulés, pour leur mise en place, par une seule personne.

Le montage d'un panneau de calorifuge - de fût cylindrique par exemple - comporte les opérations suivantes :

- encliquetage du panneau dans les panneaux de la rangée inférieure
- enfoncement des sifflets dans le panneau latéral d'une même rangée
- soudure du panneau
- perçage, goujonnage et mise en place du casing

ETUDES COMPLEMENTAIRES

Les campagnes expérimentales, précédemment décrites, donnent des résultats globaux où l'on ne sait pas différencier l'influence respective des divers phénomènes qui interviennent : conductivité du calorifuge essayé, effets de bords de la maquette, isolation thermique des circuits de refroidissement ...

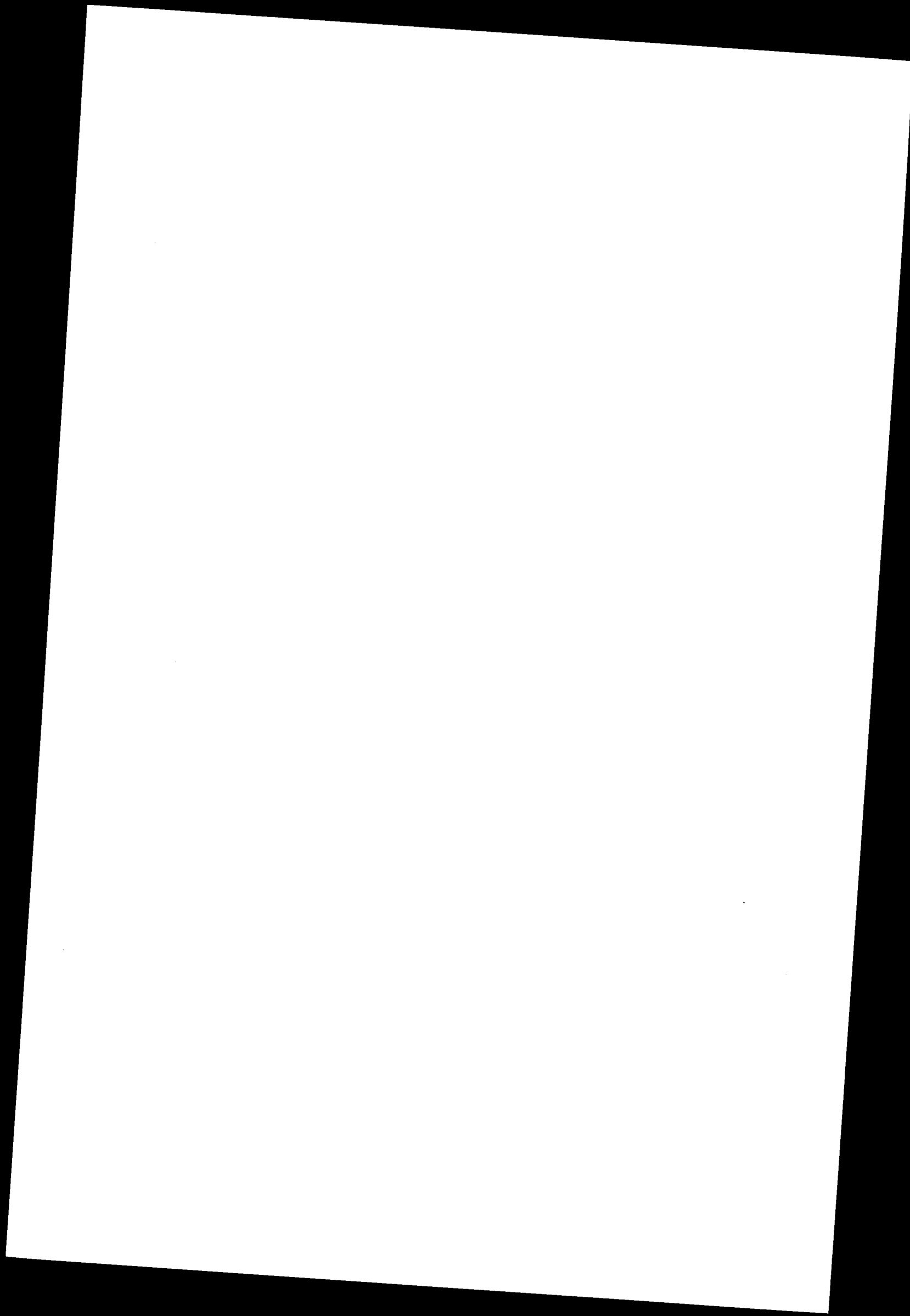
Il serait souhaitable de compléter ces essais par une analyse des écoulements de chaleur dans les cellules et par la détermination du comportement d'un assemblage de cellules en parallèle et en série soumis à un gradient thermique.

Ce dernier problème est d'ailleurs très général et relève d'un programme de recherches fondamentales sur l'écoulement de la chaleur en milieu alvéolaire.

La Société BERTIN et la Société ALSTHOM ont proposé à la Commission d'EURATOM un projet de contrat d'études sur ce sujet

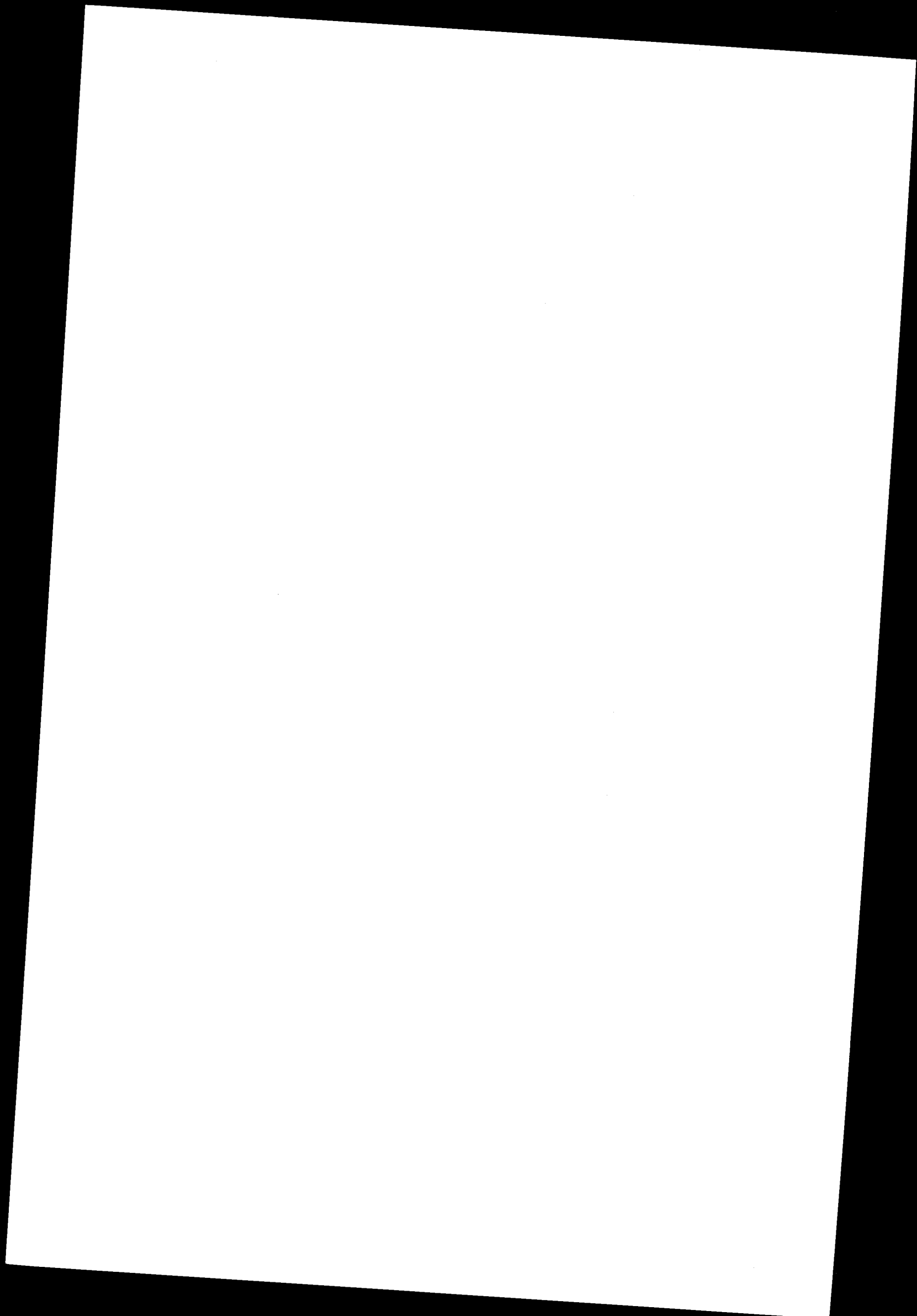
Ce projet prévoit des études théoriques et expérimentales (par mesures thermiques et interférométrie différentielle) et représente l'extension des recherches effectuées par la Société BERTIN dans le cadre des contrats EURATOM n°s 015-63-10 et 063-64-12 TEGF.

Nous espérons que ces études pourront être entreprises prochainement car elles devraient permettre une meilleure connaissance des calorifuges alvéolaires de tous types et faciliter les transpositions de leurs caractéristiques pour des conditions d'utilisation différentes.



BEHÄLTERRISOLIERUNGEN FÜR HOCHTEMPERATUR-REAKTOREN
MIT HELIUMKÜHLUNG

H. KNIRSCH und F. SCHMIEDEL
Brown Boveri/Krupp Reaktorbau GmbH, Mannheim



1. Zusammenfassung

Im Rahmen des THTR-Projektes wurde das Problem untersucht, eine Wärmeisolierung für den Spannbetonbehälter eines heliumgekühlten Reaktors zu finden. Unter den zur Auswahl stehenden Typen von Isolierungen erhielten die auf rein metallischer Basis aufgebauten den Vorzug, vor allem aus Gründen der nuklearen Reinheitsanforderungen.

Für verschiedene Typen derartiger Isolierungen lagen zunächst Versuchsergebnisse in CO_2 , nicht jedoch in He vor. Es wurde daher zunächst versucht, die Ergebnisse umzurechnen, was jedoch nur Anhaltswerte gab.

An einer speziellen Isolierung mit geschlossenen, rautenförmigen Zellen wurden Messungen der Wärmeleitfähigkeit in Helium-Atmosphäre durchgeführt. Über die Ergebnisse dieser Messungen und einen Vergleich mit CO_2 -Ergebnissen wird berichtet.

2. Einleitung

Seit dem Jahre 1963 beschäftigt sich eine Assoziation, bestehend aus den Partnern Euratom, der Bundesrepublik Deutschland, vertreten durch die Kernforschungsanlage Jülich, und der Firma BROWN BOVERI/KRUPP Reaktorbau GmbH mit der Projektierung eines heliumgekühlten Hochtemperaturreaktors nach dem Kugelhaufenprinzip. Die erste Phase der Arbeiten für dieses sogenannte THTR-Projekt, deren Ziel die Erstellung baureifer Unterlagen für einen Prototyp-Reaktor mit einer elektrischen Leistung von 300 MW ist, geht z.Z. ihrem Abschluß entgegen.

Den ersten Untersuchungen lag ein Druckbehälter aus Stahl zugrunde. Es zeigte sich jedoch bald, daß für einen Reaktor der gewünschten Leistung ein Stahldruckbehälter nur noch schwer zu verwirklichen gewesen wäre; vor allem aber hätte keine Extrapolierbarkeit zu höheren Leistungen mehr bestanden.

Deshalb wandte man sich bereits im Jahre 1964 dem Spannbetondruckbehälter zu, der zu dieser Zeit bei verschiedenen Reaktor-Bauvorhaben in Frankreich und England seine Brauchbarkeit als Druckgefäß für gasgekühlte Reaktoren bewiesen hatte. Während man bezüglich der konstruktiven Ausbildung und der Festigkeitsrechnung an die in den genannten Ländern gewonnenen Erfahrungen anknüpfen konnte, ergaben sich auf dem Teilgebiet der Wärmeisolierung neue Probleme aus der Tatsache, daß das als Kühlmittel für den Hochtemperaturreaktor vorgesehene Helium eine wesentlich höhere Wärmeleitfähigkeit besitzt als das in den französischen und englischen Reaktoren verwendete CO_2 . Im folgenden soll über die Untersuchungen berichtet werden, die im Rahmen des THTR-Projekts auf diesem Gebiet durchgeführt wurden.

3. Grundsätzliche Untersuchungen

Aus den in Frankreich und England durchgeführten Arbeiten war bereits bekannt, daß die Entwicklung einer speziellen Wärmeisolierung für gasgekühlte Kernreaktoren ein sehr umfangreiches, zeitraubendes und kostspieliges Vorhaben darstellt (vgl. [1]). Deshalb mußte zunächst untersucht werden, welche Schlüsse sich aus den Erfahrungen mit den für CO_2 entwickelten Isolierungen im Hinblick auf die Anwendung in Helium-Atmosphäre ziehen lassen.

Bekanntlich setzt sich die Wärmeübertragung durch eine in einer Gasatmosphäre befindliche Isolierung aus mehreren Anteilen zusammen. Der erste Anteil ist die Wärmeleitung durch das feste Strukturmaterial. Hierauf ist die Art des in den Poren befind-

lichen Gases ohne Einfluß, sofern nicht durch chemische Reaktionen zwischen Gas und Strukturmaterial eine Veränderung der Wärmeleitfähigkeit eintritt. Solche Veränderungen sind bei Helium jedoch nicht zu erwarten. Der zweite Anteil ist die interne Wärmestrahlung zwischen den Zellenwänden. Sie fällt vor allem bei Isolierungen mit großen Zellenabmessungen ins Gewicht, ist jedoch ebenfalls praktisch unabhängig von der Art des in den Poren befindlichen Gases.

Der dritte Anteil ist die reine Wärmeleitung durch das in den Poren bzw. Zellen befindliche Gas. Hier ist Helium gegenüber CO_2 stark im Nachteil, da sich die Wärmeleitfähigkeiten der beiden Gase bei einer mittleren Temperatur von 175°C verhalten wie

$$\frac{\lambda_{\text{He}}}{\lambda_{\text{CO}_2}} = 7,5$$

Der vierte Anteil schließlich rührt her von der unter bestimmten Umständen, vor allem bei hohem Druck, auftretenden Konvektion des Gases. Hierbei ist noch zu unterscheiden zwischen der "Mikrokonvektion" innerhalb geschlossener Zellen und der "Makrokonvektion" innerhalb der gesamten Isolierung, die auftritt, wenn die Zellen untereinander in Verbindung stehen. Die natürliche Konvektion ist - bei gleichem Gasdruck - vor allem eine Funktion des Molekulargewichts; da sich die Molekulargewichte von Helium und CO_2 verhalten wie

$$\frac{M_{\text{He}}}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{1}{11}$$

ist zu erwarten, daß in Helium-Atmosphäre die Konvektion einen weitaus geringeren Einfluß besitzt als in CO_2 .

Aus den vorstehenden Ausführungen geht hervor, daß die Übertragung von gemessenen Werten der Gesamt-Wärmeleitfähigkeit auf andere Betriebszustände und vor allem auf ein anderes Arbeitsgas mit einigen Schwierigkeiten verbunden ist. Man müßte dazu nämlich die einzelnen Anteile quantitativ erfassen können, um sie entsprechend der gefundenen Gesetzmäßigkeiten getrennt umzurechnen. Diese Gesetzmäßigkeiten können im Prinzip durch Experimente oder durch theoretische Untersuchungen ermittelt werden.

Die Experimente sind jedoch meist zu aufwendig, als daß Parameteruntersuchungen im gewünschten Umfang durchgeführt werden könnten. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, daß man sich wegen des Auftretens der Makrokonvektion im allgemeinen nicht auf die Untersuchung kleiner Probekörper beschränken kann. Es sind vielmehr Versuchskörper von beträchtlichen Abmessungen erforderlich, die wiederum in entsprechend großen Druckbehältern installiert werden müssen.

Im EWG-Raum existieren bisher erst zwei derartige Versuchsanlagen.

Auch eine theoretische Untersuchung der einzelnen Vorgänge, vor allem der Konvektion, führt nur in den seltensten Fällen zum Erfolg, vor allem dort, wo die Grundstruktur der Isolierung eine verhältnismäßig einfache und übersichtliche Geometrie aufweist. Dies ist meist bei den auf der Basis von Metallfolien aufgebauten Isolierungen der Fall. Aber auch hierbei müssen in der Regel einige Parameter, z.B. die Gasdurchlässigkeit, im Experiment bestimmt werden.

Eine theoretische Untersuchung vermag jedoch immerhin Anhaltspunkte dafür zu liefern, wie sich die Wärmeleitfähigkeit einer bestimmten Isolierung beim Übergang von CO_2 auf Helium ändern wird. Vor allem aber erhält man Hinweise darauf, welche Größen den Wärmetransport infolge Konvektion hauptsächlich beeinflussen.

Dies sei am Beispiel einer Folienisolierung demonstriert, bei welcher eine große Anzahl planparalleler Metallfolien, jeweils in einem Abstand s voneinander gehalten, zu einem Paket geschichtet sind.

Die für die Konvektion in einem ebenen, vertikalen Spalt mit horizontalem Wärmedurchgang maßgebende Kenngröße ist die Rayleighzahl

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot s^2 \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot s^3}{\eta^2} \cdot \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}$$

mit g = Erdbeschleunigung
 s = Dichte des Gases
 $\beta = 1/T$ für ideale Gase
 T = absolute Temperatur
 Δt = Temperaturdifferenz zwischen den Zellenwänden
 s = Spaltweite
 η = dynamische Zähigkeit
 λ = Wärmeleitfähigkeit
 c_p = spezifische Wärme

Vergleicht man nun das Verhalten der Isolierung (s gleich) bei den gleichen Temperaturen (T , Δt gleich) und gleichem Gasdruck (p gleich), jedoch einmal in CO_2 - und einmal in He-Atmosphäre, so erhält man wegen

$$s = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \quad (\text{Gasgleichung})$$

$$\frac{Ra_{He}}{Ra_{CO_2}} = \left(\frac{M_{He}}{M_{CO_2}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\eta_{CO_2}}{\eta_{He}} \right)^2 \cdot \frac{Pr_{He}}{Pr_{CO_2}}$$

mit M = Molekulargewicht

Bei einer mittleren Temperatur von $t = 175^{\circ}\text{C}$ erhält man die Zahlenwerte

$$\begin{aligned}\frac{\text{Ra}_{\text{He}}}{\text{Ra}_{\text{CO}_2}} &= \left(\frac{4}{44} \right)^2 \cdot \left(\frac{2,1}{2,9} \right)^2 \cdot \frac{0,68}{0,80} \\ &= 0,00825 \cdot 0,525 \cdot 0,85 \\ &= 3,7 \cdot 10^{-3} \\ &=====\end{aligned}$$

D.h. vor allem infolge des geringen Molekulargewichts des Heliums ergeben sich bei He wesentlich niedrigere Rayleigh-Zahlen als bei CO_2 .

Der Zusammenhang zwischen effektiver Wärmeleitung und Rayleigh-Zahl wird durch folgende Beziehung wiedergegeben: [2.7]

$$\lambda_{\text{eff}} = \lambda \cdot K \cdot \text{Ra}^n$$

mit $n = \frac{1}{3}$ für turbulente

und $n = \frac{1}{4}$ für laminare Strömung

Damit erhält man

$$\begin{aligned}\frac{\lambda_{\text{eff. He}}}{\lambda_{\text{eff. CO}_2}} &= \frac{\lambda_{\text{He}}}{\lambda_{\text{CO}_2}} \cdot \left(\frac{\text{Ra}_{\text{He}}}{\text{Ra}_{\text{CO}_2}} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 7,5 \cdot 0,144 \\ &= 1,08 \quad \text{für turbulente Strömung} \\ &====\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{und} \quad \frac{\lambda_{\text{eff. He}}}{\lambda_{\text{eff. CO}_2}} &= \frac{\lambda_{\text{He}}}{\lambda_{\text{CO}_2}} \cdot \left(\frac{\text{Ra}_{\text{He}}}{\text{Ra}_{\text{CO}_2}} \right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 7,5 \cdot 0,246 \\ &= \underline{\underline{1,85}} \quad \text{für laminare Strömung} \end{aligned}$$

Für reine Wärmeleitung - ohne Konvektion - nimmt das Verhältnis den bereits erwähnten Wert 7,5 an.

Der Übergang von reiner Wärmeleitung zu laminarer Konvektion liegt nach den Untersuchungen verschiedener Forscher etwa bei

$$\text{Ra} = 10^3$$

Mit diesem Wert, einem Gasdruck $p = 40 \text{ ata}$, einer Gesamtdicke der Isolierung von $d = 100 \text{ mm}$ und einem Temperaturgefälle von 300°C auf 50°C über die gesamte Isolierung erhält man bei der mittleren Temperaturen von $t = 175^\circ\text{C}$ eine kritische Spaltweite von

$$s_c = 1,5 \text{ mm für CO}_2$$

$$\text{und} \quad s_c = 5,6 \text{ mm für He}$$

Will man also die Mikrokonvektion in den Zellen vermeiden, so muß man bei einer Isolierung für CO_2 wesentlich kleinere Spaltweiten wählen als für Helium.

Abb. 1 veranschaulicht diese Zusammenhänge. Darin ist das Verhältnis

$$\frac{\lambda_{\text{eff. He}}}{\lambda_{\text{eff. CO}_2}}$$

als Funktion der Spaltweite s für die obengenannten Betriebsdaten dargestellt.

Die vorstehenden Untersuchungen beziehen sich lediglich auf die Mikrokonvektion innerhalb der einzelnen Zellen der Isolierung. Bei Auftreten von Makrokonvektion, welche sich infolge der fertigungsbedingten Undichtheiten zwischen den einzelnen Zellen oder zwischen den Zellen und dem Behälterinneren nie ganz vermeiden läßt, verschiebt sich das Bild noch einmal, und zwar meist zugunsten des Heliums.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß theoretische Untersuchungen allein nicht ausreichen, um das Betriebsverhalten einer bestimmten Isolierung in Helium-Atmosphäre mit ausreichender Genauigkeit vorhersagen zu können, auch dann nicht, wenn bereits eine größere Anzahl von Meßergebnissen in anderer Atmosphäre, z.B. CO_2 , vorliegen. Versuche unter möglichst wirklichkeitsgetreuen Bedingungen werden stets unzulänglich sein, wenn man den Wärmestrom durch die Isolierung sicher vorausbestimmen will.

4. Praktische Untersuchungen

Im Jahre 1965 wurde an eine größere Anzahl europäischer Firmen eine erste Anfrage über die Wärmeisolierung des THTR-Spannbetonbehälters gerichtet. Es zeigte sich, daß ein Teil der konsultierten Firmen die Problematik einer Wärmeisolierung für Helium-Atmosphäre hohen Druckes gar nicht erkannte, sondern einfach ihre in der konventionellen Technik bewährten Produkte anbot, die für den vorliegenden Bedarfsfall praktisch ungeeignet waren. Eine weitere Gruppe von Firmen arbeitete an der Entwicklung geeigneter Isolierungen, vor allem im Hinblick auf CO_2 -gekühlte Reaktoren, jedoch war die Entwicklung noch zu wenig fortgeschritten, um die Brauchbarkeit dieser Isolierungen beurteilen zu können.

Lediglich zwei Typen von Isolierungen konnten zu diesem Zeitpunkt als technisch erprobt gelten. Die erste war die bei den Reaktoren EdF3 und EdF4 verwendete Bimsstein-Isolierung [3_7].

Dieses hätte zwar auch für den THTR angewandt werden können, sie wies jedoch einen Nachteil auf, der gerade beim Hochtemperaturreaktor stark ins Gewicht fiel: Der Bimsbeton ist hydraulisch gebunden und enthält daher einen gewissen Prozentsatz an überschüssigem Wasser, der zwar durch eine entsprechende Vorbehandlung zum größten Teil, aber doch nicht vollständig entfernt werden kann [3], Vor allem aber durch den zum Abdichten der Fugen erforderlichen Mörtel wird zunächst eine große Menge Wasser in das Innere des Reaktorbehälters gebracht. Es erschien fraglich, ob durch entsprechende Maßnahmen vor der Inbetriebnahme des Reaktors dieses Wasser so weit entfernt werden konnte, wie es zur Erzielung einer für den Leistungsbereich ausreichend trockenen Atmosphäre notwendig war.

Die "dichte Haut", die bei EdF3 zwischen Isolierung und Behälter-Innenraum angebracht worden war, war ja schon bei EdF4 aus Wirtschaftlichkeitsgründen zugunsten von einfachen Staubfiltern aufgegeben worden. Ob diese Staubfilter jedoch ausreichen, allen Staub im Bimsbeton zurückzuhalten, muß erst die praktische Betriebserfahrung von EdF4 zeigen.

Die zur selben Zeit in England entwickelte Isolierung auf rein metallischer Basis [4] hat demgegenüber den Vorteil der nuklearen Reinheit; d.h. es war keine Emission von Staub und Wasserdampf in das Innere des Reaktorbehälters zu befürchten. Außerdem war die erforderliche Dicke der Isolierung geringer als bei Bimsbeton, und die vom Hersteller genannten Kosten lagen niedriger.

Obwohl dieser Typ von Isolierung in geringerem Umfang beim Dragon-Reaktor auch in Helium-Atmosphäre angewandt wurde, lagen zunächst keine Meßwerte über die Wärmeleitfähigkeit in Helium vor. Jedoch glaubte der Hersteller, aufgrund der Messungen in CO₂ die Wärmeleitfähigkeit in Helium mit einer für die ersten Untersuchungen - Auslegung und Optimierung - ausreichenden Genauigkeit vorhersagen zu können. Die von ihm angegebene Kurve

(Abb. 2) zeigt die Wärmeleitfähigkeit der gesamten Isolierung in Helium von 40 ata als Funktion der mittleren Betriebstemperatur.

Erst im August 1966 wurde im Auftrag des Dragon-Projekts die Wärmeleitfähigkeit einer derartigen Isolierung in Helium-Atmosphäre gemessen, und zwar bei Drücken bis zu 38 ata und Temperaturen bis zu 540°C [5]. Die Ergebnisse dieser Messungen, die ebenfalls in Abb. 2 eingetragen sind, bestätigen die Voraussage recht gut. Es zeigte sich außerdem eine relativ geringe Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit vom Helium-Druck, was auf einen sehr geringen Konvektionseinfluß schließen läßt. Dies ist umso bemerkenswerter, als die untersuchte Isolierung nicht genau dem normalerweise verwendeten Typ entsprach, sondern andere Abstandshalter und etwas vergrößerte Folienabstände aufwies. Im CO_2 hatte die gleiche Isolierung einen so starken Konvektionseinfluß gezeigt, daß man sie als nicht geeignet betrachten mußte.

Dies bestätigt die auch aus den theoretischen Untersuchungen zu ziehende Folgerung, daß sich bei einer speziell für Helium entwickelten Isolierung dieses Typs größere Folienabstände verwirklichen lassen als bei CO_2 . Dadurch läßt sich ein Teil des Mehraufwands an Material, der sich durch die infolge der höheren Wärmeleitfähigkeit größere Isolierdicke ergibt, wieder ausgleichen.

Vor etwa einem Jahr wurden wir auf einen neuartigen Typ einer ebenfalls rein metallischen Isolierung aufmerksam, welche von der französischen Firma Alsthom im Hinblick auf die Anwendung in CO_2 -gekühlten Reaktoren entwickelt worden war [6]. Es handelt sich dabei um eine Übereinanderschichtung von sinusförmig gewellten Folien aus rostfreiem Stahl, die längs ihrer Berührungslinien miteinander verschweißt sind. Die dadurch entstehenden Zellen mit etwa rautenförmigem Querschnitt sind außerdem an einem Ende verschlossen; das andere Ende bleibt offen, um

einen Druckausgleich zu ermöglichen. Die Isolierung wird im Behälter so installiert, daß die Längsachse der Zellen horizontal verläuft.

Bei dieser Anordnung ist eine Makrokonvektion durch die gesamte Isolierung praktisch ausgeschlossen; es bleibt lediglich die Möglichkeit der Mikrokonvektion in den einzelnen Zellen. Da aber angenommen werden konnte, daß der Einfluß dieser Konvektion bei Helium im Vergleich zu CO_2 relativ klein sein würde, erschien dieser Typ der Wärmeisolierung gerade für die Anwendung in einer Helium-Atmosphäre besonders interessant. Zunächst lagen allerdings nur Versuchsergebnisse in CO_2 -Atmosphäre vor.

Die Firma Alsthom erhielt daher den Auftrag, die Wärmeleitfähigkeit der Zellen-Isolierung in Helium-Atmosphäre zu messen. Da bei dieser Isolierung nicht mit dem Auftreten von Makrokonvektion, sondern nur von Mikrokonvektion in den einzelnen Zellen gerechnet werden mußte, konnte sich die Untersuchung zunächst auf Probekörper mit relativ kleinen Abmessungen beschränken. Hierzu stand eine kleine Versuchsanlage zur Verfügung, in welcher - neben Großversuchen - bereits Versuche in CO_2 durchgeführt worden waren. Sie bestand aus einem zylindrischen Druckbehälter mit einem Innendurchmesser von 574 mm und einer zylindrischen Länge von 1790 mm, der für einen Betriebsdruck von 30 bar zugelassen war. In diesen Behälter konnte ein nach dem Prinzip des Zwei-Platten-Geräts aufgebauter Versuchskörper eingebracht werden, wobei die Abmessungen der beiden zu untersuchenden Isolierungsschichten 1400 x 420 x 30 bzw. 20 mm betragen. Die in der Mitte befindliche elektrische Heizung sowie die auf den beiden Außenflächen und an den Schmalseiten des Modells angebrachten Kühlsysteme waren in mehrere, getrennt regelbare Zweige unterteilt, damit sich eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung einstellen ließ.

Besondere Vorkehrungen erforderte die bei Betrieb mit Helium notwendige Dichtigkeit des Behälters und der Armaturen. Vor dem Übergang auf Helium-Atmosphäre wurden alle früher benutzten Armaturen - Absperr- und Sicherheitsventile - gegen solche mit besserer Dichtigkeit ausgetauscht. Der Behälterflansch wurde nachgearbeitet, so daß sich in Verbindung mit einer Neoprene-Flachdichtung ausreichende Dichtigkeit ergab. Die Durchführungen für Rohrleitungen, Heizkabel und Thermoelemente waren teils gelötet, teils mit Gießharz gedichtet. Bis auf ein unbedeutendes Leck an einem der Kühlwassersysteme ergaben sich während des Versuchsbetriebs auch keine Dichtigkeitsprobleme.

Der Druckbehälter befand sich waagerechter Position und konnte beliebig um seine Längsachse gedreht werden, so daß die Versuchsplatten in senkrechte oder waagerechte Lage gebracht werden konnten, wobei in waagerechter Lage der Platten den Wärmestrom von unten nach oben oder umgekehrt verlaufen konnte.

Es wurden gleichzeitig zwei unterschiedliche Ausführungsformen der Isolierung untersucht, die in Abb. 3 schematisch dargestellt sind. Typ A stellt die normale Ausführung mit rautenförmigen Zellen von 10 mm Dicke und 18 mm Länge dar, die gesamte Schichtdicke betrug 30 mm. Die zweite Schicht (Typ B) war nur 20 mm dick. Die Grundgeometrie der Zellen war die gleiche wie beim Typ A, jedoch war durch entsprechende Einsätze, welche ebenfalls aus Metallfolie geformt waren, jede einzelne Zelle in eine größere Anzahl wesentlich kleinerer Zellen unterteilt.

Das Versuchsprogramm umfaßte zunächst 6 Versuchspunkte: Im ersten Versuch wurde noch einmal in CO_2 -Atmosphäre von 30 bar gemessen, um die Reproduzierbarkeit der früheren Messungen zu kontrollieren. In fünf weiteren Versuchen (Nr. 2-6) wurde in Helium gemessen, wobei die Lage des Modells und der Gasdruck zwischen 30 und 1,7 bar variiert wurden. Die Temperaturdifferenz

über die gesamte Isolierung betrug dabei jeweils ca. 200°C , bei einer Temperatur von ca. 275°C auf der heißen und von 75°C auf der kalten Seite. Im Verlauf der Messungen erwies es sich als wünschenswert, auch noch ein bis zwei Versuche bei verringerter Temperaturdifferenz durchzuführen, um in der Isolierung etwa das gleiche Temperaturgefälle pro cm Dicke bzw. pro Zelle zu haben wie im vorgesehenen Anwendungsfall. Deshalb wurden noch Versuch 7 und Versuch 8 bei 23,6 bzw. 12,6 bar Heliumdruck und einer Temperaturdifferenz von ca. 50 Grad (von 80 auf 30°C) durchgeführt.

Die Ergebnisse der Messungen sind in Tabelle 1 zusammengefaßt. Trägt man, wie in Abb. 4 die gemessene Wärmeleitfähigkeit über dem Gasdruck auf, so erkennt man, daß für die Isolierung vom Typ A eine relativ starke Druckabhängigkeit besteht. Dies deutet darauf hin, daß in den Zellen auch bei Helium eine merkliche Konvektion stattfindet. Dieser Konvektionseinfluß ist stärker als nach den vorausgegangenen Messungen in CO_2 erwartet wurde. Es wurde daher untersucht, ob sich für He und CO_2 ein gemeinsamer funktionaler Zusammenhang zwischen Wärmeleitfähigkeit und Gasdruck angeben läßt.

Zu diesem Zweck wurde die gesamte Wärmeleitfähigkeit aufgeteilt in einen Anteil $\lambda_{\text{M+Str}}$, der sich aus der reinen Wärmeleitung in Metall und aus der internen Wärmestrahlung ergibt und der sich zu etwa $0,1 \text{ W/m grad}$ abschätzen läßt, und einen zweiten Anteil λ_{G} , der den Beitrag des Gases zur gesamten Wärmeleitfähigkeit darstellt. Bei kleinen Gasdrücken oder bei Wärmedurchgang von oben nach unten, wo die Konvektion praktisch ausgeschaltet ist, wird dieser Anteil zu λ_{GO} , d.h. der Wärmeleitfähigkeit des reinen Gases. Wird das Verhältnis $\lambda_{\text{G}}/\lambda_{\text{GO}} > 1$, so ist dies auf den Konvektionseinfluß zurückzuführen.

Das Verhältnis λ_G/λ_{GO} wurde nun in Beziehung gesetzt zu der dimensionslosen Kenngröße Gr.Pr, wobei die Grashofzahl Gr mit der mittleren Temperaturdifferenz pro Zelle und mit der Zellen-
dicke $s = 10$ mm als charakteristischer Länge errechnet wurde; die Stoffwerte des Gases wurden bei mittlerer Gastemperatur eingesetzt.

In Abb. 5 ist dieser Zusammenhang graphisch dargestellt. Eine eindeutige Beziehung, die sowohl für CO_2 als auch für Helium gilt, läßt sich daraus nicht ableiten, nicht zuletzt deshalb, weil die (Gr.Pr)-Werte von CO_2 und He um zwei Zehnerpotenzen auseinander liegen und Zwischenwerte, etwa bei $Gr.Pr = 10^5$, fehlen.

Um die Konvektionsvorgänge in einer derartigen Isolierung voll zu verstehen, erscheint es unerlässlich, wissenschaftliche Grundlagenversuche durchzuführen, etwa in der Art, wie sie in [2] für Zellen mit rechteckigem Querschnitt beschrieben sind.

5. Schlußfolgerungen

Die im Rahmen des THTR-Projekts durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, daß es technisch und wirtschaftlich möglich ist, eine geeignete Wärmeisolierung für die Spannbeton-Druckbehälter von heliumgekühlten Reaktoren zu finden. Allerdings gibt es noch keine für Helium-Atmosphäre optimale Isolierung, da die Entwicklungsarbeit auf diesem Gebiet bisher vorwiegend auf die Anwendung in CO_2 -gekühlten Reaktoren gerichtet war.

Die aus Messungen in CO_2 -Atmosphäre an Isolierungen verschiedenster Typen vorliegenden umfangreichen Versuchsergebnisse lassen sich nicht mit genügender Sicherheit auf Helium-Atmosphäre umrechnen, da eine allgemeingültige Theorie hierfür noch nicht vorhanden ist. Deshalb wird es auch weiterhin erforderlich sein, Versuche in Helium durchzuführen, und zwar sowohl

Grundlagenversuche, um die einzelnen Vorgänge besser zu erkennen, als auch großtechnische Versuche, um Einflüsse zu erfassen, die im Modellversuch nicht auftreten.

Literaturangaben

- [-1_] "Les caissons en béton précontraint des réacteurs"
von G. Lamiral und Jean Courbon, Énergie Nucléaire
1964, Heft 5 und 6

- [-2_] "Etude de la convection naturelle de Chaleur dans des
Cellules parallélépipédiques fermées" von G. Mordchelles.
EUR/C/601/65 f

- [-3_] "Le béton de ponce utilisé comme isolant thermique des
caissons en béton précontraint dans les centrales
nucléaires EdF" von M. Menestrier und B. Tarbes,
Nuclear Structural Engineering 2 (1965) 102-119

- [-4_] "Mechanical engineering aspects of concrete reactor
pressure vessels for Oldbury Nuclear Power station"
von R.W. Lakin, Proc. Inst. Mech. Eng. 1965-66 Vol. 180
Part I Nr. 40

- [-5_] "The Performance of Stainless Steel Foil Insulation
in a Helium Atmosphere" von P.G. Cowap und B.N. Furber
Dragon Project Report Nr. 462, April 1967

- [-6_] "Wärmeisolierungssystem mit rautenförmigen Inox-Stahl-
zellen" von M. Reb, Vortrag Euratom-Informationstagung
Brüssel 7. u. 8 November 1967

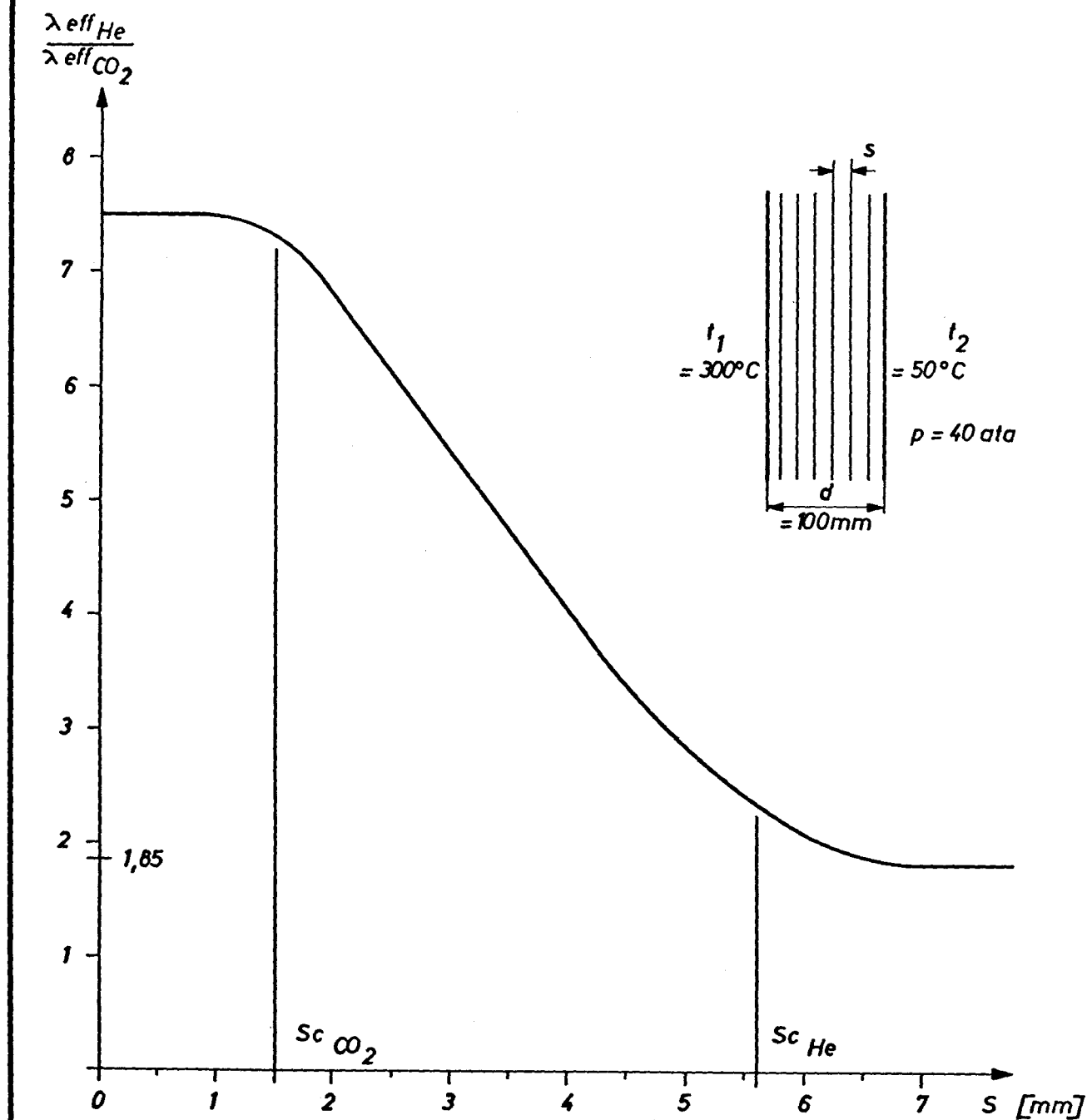
Tabelle 1 Meßergebnisse

Vers. Nr.	Gas	Druck p [bar]	Richtung des Wärmestroms		Wärmeleitfähig- keit [W/m grd]		Bemerkungen
			Seite A	Seite B	Seite A	Seite B	
1	CO ₂	30	↑	↓	0,32	0,21	Δt = 200 grd
2	He	30	↑	↓	0,50	0,44	
3		30	↓	↑	0,30	0,45	
4		30	←	→	0,52	0,48	
5		15	←	→	0,40	0,45	
6		1,7	←	→	0,30	0,40	
7		24	←	→	0,33	0,35	Δt = 50 grd
8	He	12	←	→	0,27	0,32	

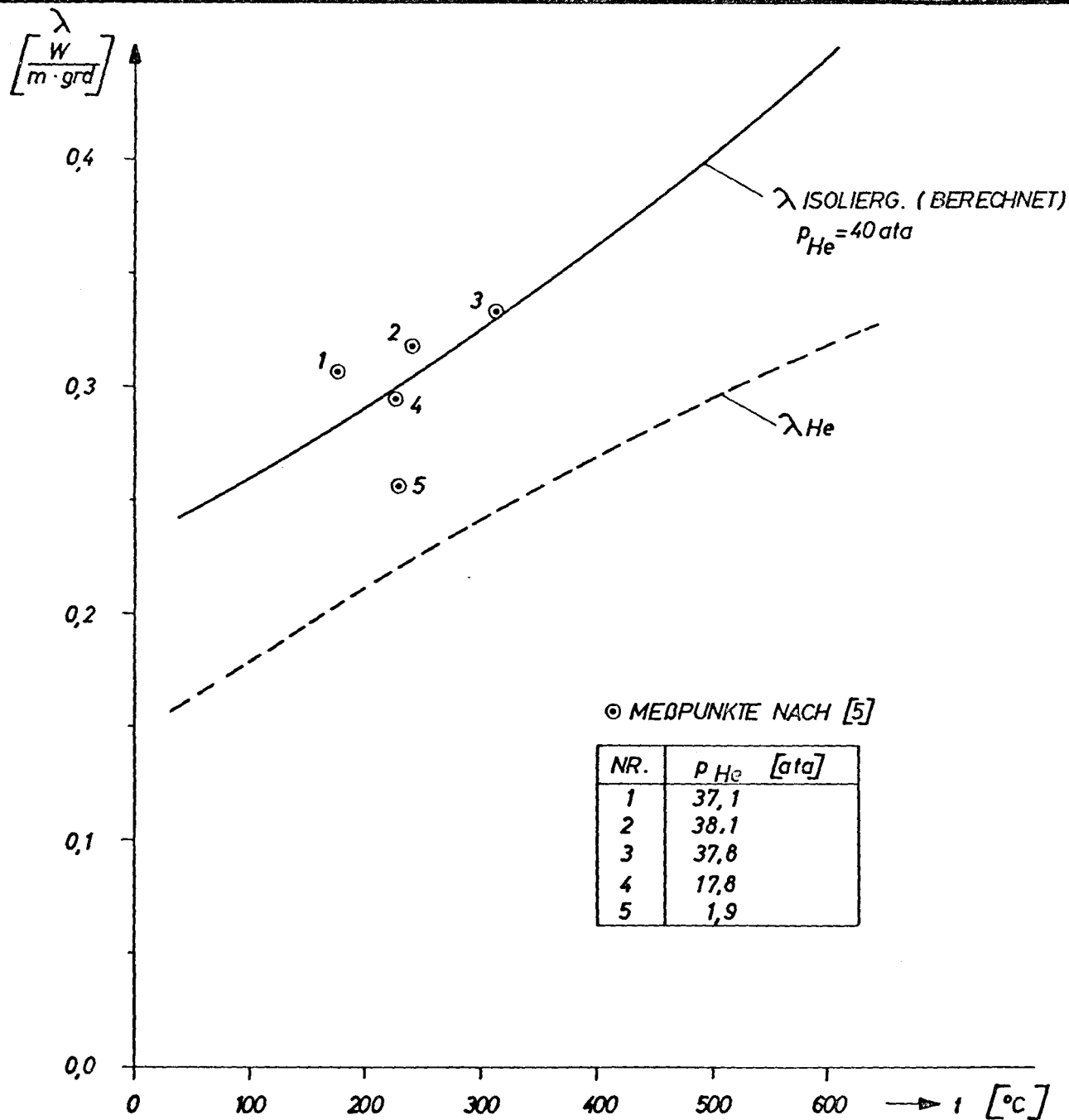
THTR

ABB.1

- 801 -



BBC / KRUPP



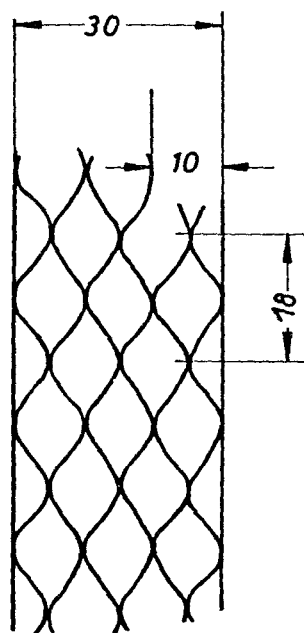
THTR

ABB. 2

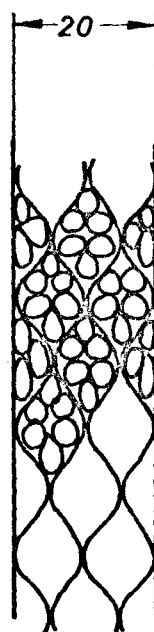
WÄRMELEITFÄHIGKEIT
EINER METALLFOLIEN-
ISOLIERUNG IN HELIUM-
ATMOSPHÄRE

BBC / KRUPP

Typ A



Typ B

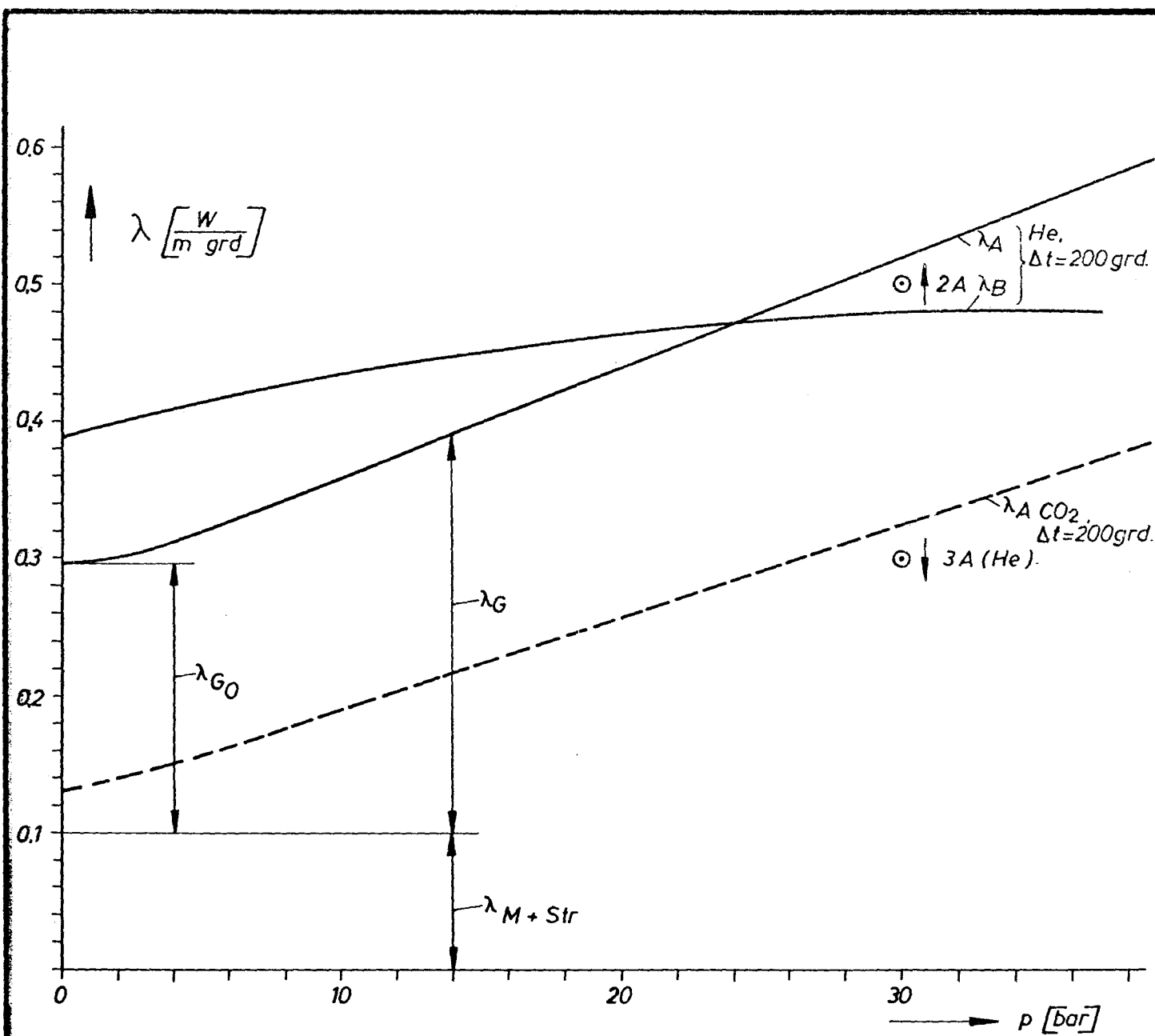


THTR

ABB. 3

*Geometrie der
Zellen-Isolierung*

BBC/KRUPP

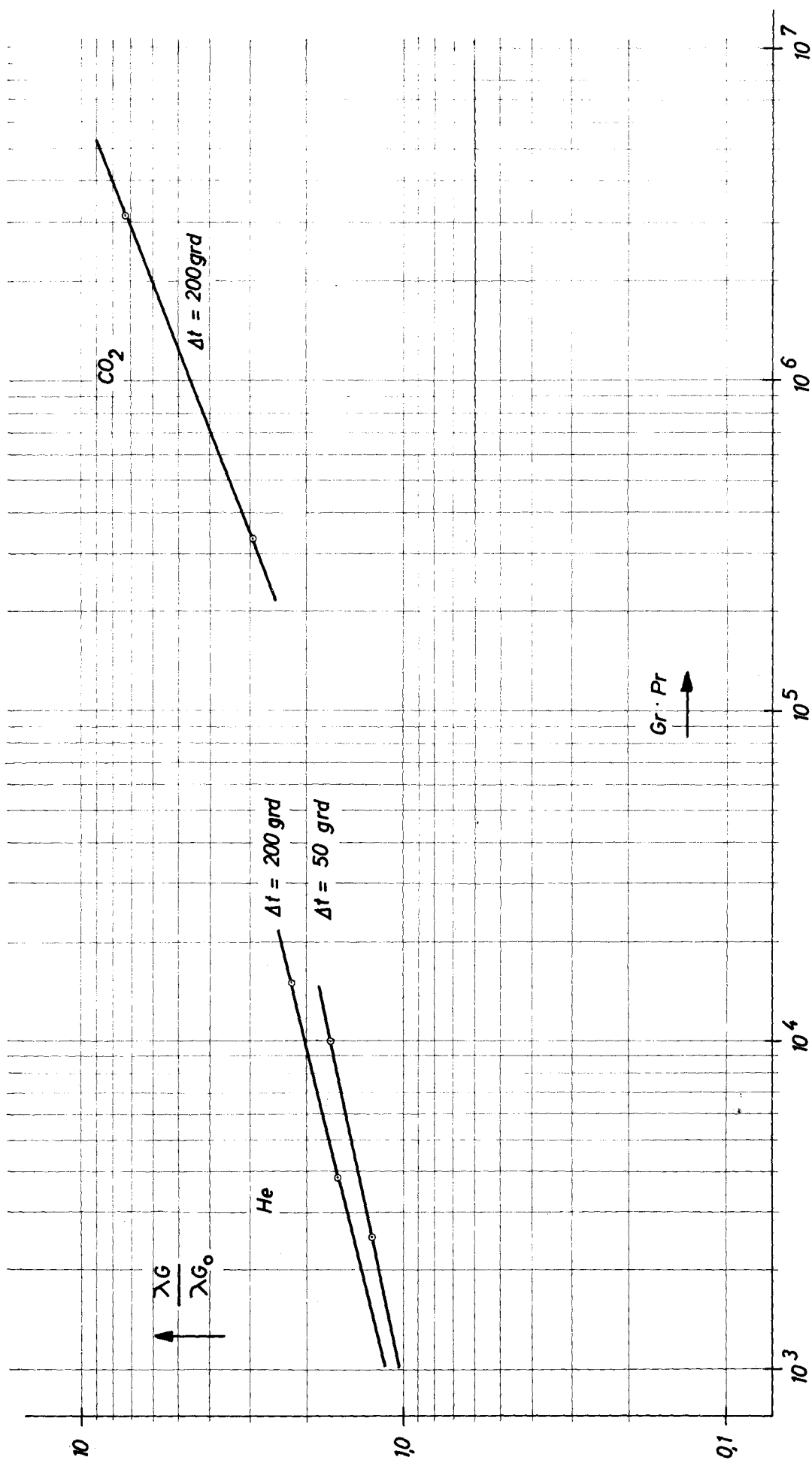


THTR

ABB. 4

Meßergebnisse der
Alstom-Isolierung

BBC/KRUPP

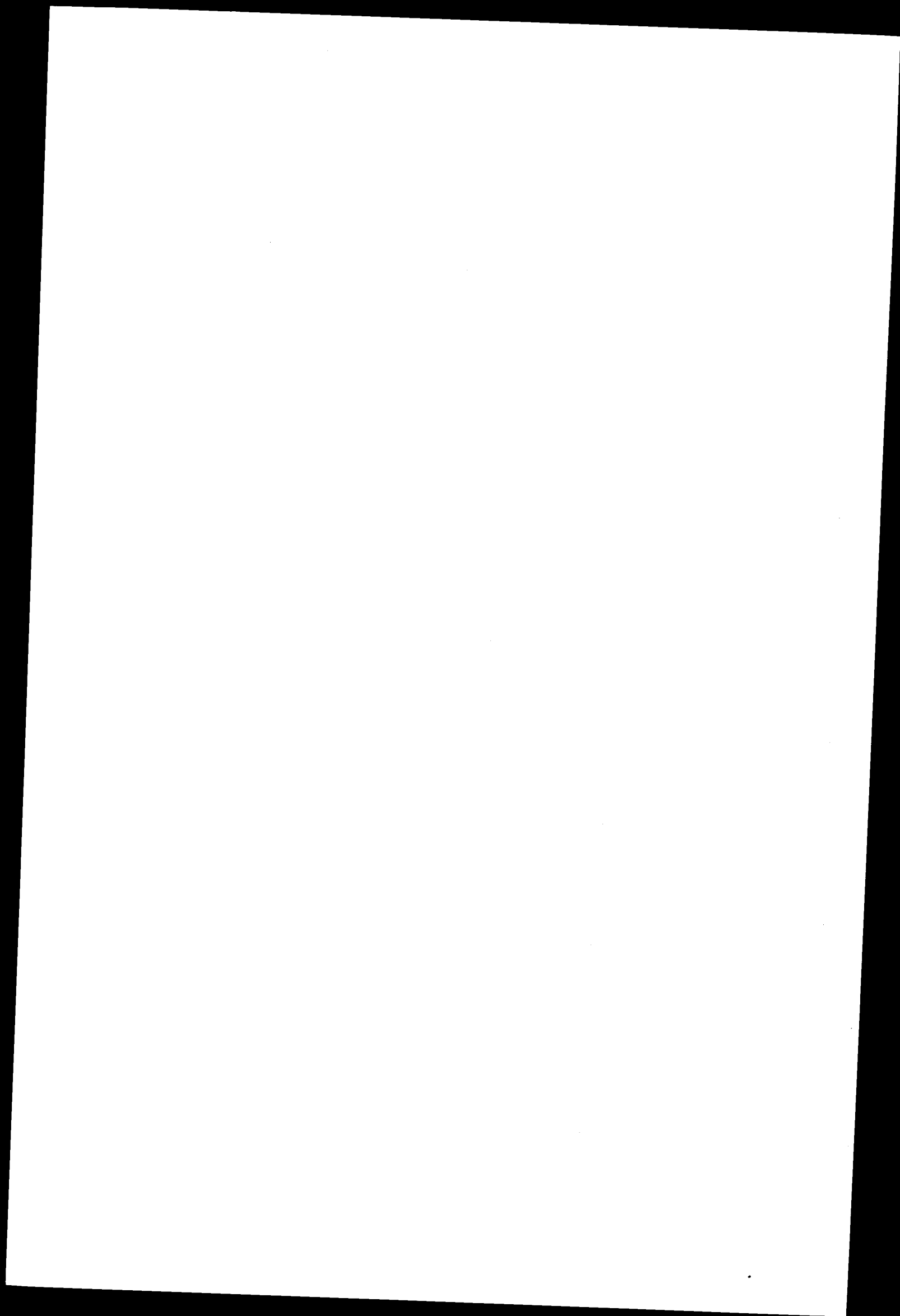


THTR

ABB. 5

Dimensionslose Darstellung der Wärmeleitfähigkeit

BBC / KRUPP



M. Arathoon : Je voudrais poser trois questions à M. Reb sur le calorifuge d'Alsthom.

Première question : Il a été donné une valeur de la conductivité moyenne, je pense que "moyenne" veut dire que la conductivité varie suivant la hauteur des échantillons essayés. Pourrait-on connaître l'importance de la variation de la conductivité entre le haut et le bas de l'échantillon ?

Deuxième question : S'il y a une variation de la conductivité sur la hauteur dans le mégabidon, quel est alors l'avis de la Sté Alsthom sur la variation de la conductivité dans un caisson de réacteur nucléaire qui fait une trentaine de mètres de hauteur.

Troisième question : Enfin, je n'ai pas très bien compris, comment les panneaux de calorifuge étaient fixés sur la peau d'étanchéité du caisson.

M. Reb : Pour la première et surtout la deuxième question qui sont relatives à la variation éventuelle de la conductivité avec la hauteur, nous devons dire que ce problème a effectivement retenu notre attention et que au cours de la première campagne expérimentale en mégabidon, nous avons relevé une variation sensible avec la hauteur. Cette variation était d'ailleurs accompagnée d'une augmentation de la température moyenne entre les couches du calorifuge. Devant ces faits nous avons apporté un certain nombre de modifications technologiques consistant essentiellement à placer des barrières anti-convection entre les couches de calorifuge. Ces barrières ont permis d'obtenir une variation de température de la face moyenne qui est nulle avec la hauteur. Par ailleurs, un certain nombre de remarques ont été faites sur les conditions expérimentales, sur l'effet de fond, et nous jugeons qu'il faut apporter aux résultats bruts tels qu'ils apparaissent sur les dépouillements des essais un certain nombre de corrections, pour tenir compte des effets de bord et éventuellement des actions extérieures à la maquette. Moyennant ces modifications et ces corrections nous estimons que la variation de la conductivité avec la hauteur est très faible ou quasiment nulle et qu'elle ne pose pas de problèmes particuliers pour une extrapolation à 40 mètres de hauteur dans un caisson.

J'ai indiqué brièvement que la fixation sur la peau se fait de la façon suivante: On commence à encliqueter les panneaux dans les panneaux voisins et ensuite on soude une feuille de fond, c'est-à-dire une feuille fixée sur la première feuille ondulée, sur la peau. On la soude à la molette de façon analogue aux soudures entre feuilles ondulées. Cette soudure a d'ailleurs le même rôle que la "barrière anti-convection" entre couches, dont j'ai parlé à l'instant. Ensuite, l'ensemble des panneaux étant fixé, nous perçons le calorifuge et nous fixons des goujons qui maintiennent des plaques de casing protégeant le calorifuge.

M. Dupont: Je voudrais poser une question à M. Naudin. Vous nous avez présenté une photo de la maquette d'essais de calorifuges dans l'eau. On voit sur cette photo un circuit d'eau, mais je n'ai pas très bien vu, comment se fait la mise en eau du calorifuge et comment peut se faire la circulation de l'eau dans le calorifuge.

M. Naudin: La mise en eau de la maquette se fait par la partie basse, par remplissage, tout simplement, dans le réservoir. Le calorifuge est placé de part et d'autre de l'espace resté libre et le casing qui tient le calorifuge en place, est percé et muni de grillages. La mise en eau se fait à travers ce grillage. Il faut noter que cette façon de procéder emprisonne dans la maquette une certaine quantité d'air et cette quantité d'air joue un rôle dans les résultats.

Une deuxième façon de procéder que nous avons utilisée ensuite consiste à remplir complètement la maquette d'eau. Par ébullition et échappement de vapeur à l'extérieur, la maquette est vidée d'une partie de son eau et nous arrêtons la vidange par ébullition au niveau désiré. En ce moment là on ferme les échappements à l'extérieur et on attend la stabilisation du régime. L'eau à l'intérieur de la maquette peut circuler par convection naturelle, mais il n'existe aucun mode de convection forcée.

M. Maréchal: Une question pour M. Naudin. La courbe de variation de la conductivité thermique en fonction de la hauteur sur 6 mètres montre une augmentation d'environ six fois, dont la variation est

très sensible dans les deux derniers mètres. Je pense qu'il s'agit d'un matériau de structure très perméable favorisant des phénomènes de macro-convection, ou d'un défaut d'adhérence aux parois chaudes et froides à partir d'une certaine hauteur. Est-ce qu'il serait indiscret de savoir de quel matériel il s'agit ?

M. Naudin : Il y a deux réponses à vous faire. La première est que vous avez raison. Il s'agit bien de macro-convection, phénomène que l'on rencontre dans l'ensemble des calorifuges et qui semble être la cause de cet accroissement de la densité de flux de chaleur en haut de la face froide. De toute façon, on pourrait le savoir beaucoup mieux après les recherches qui avaient été envisagées avec Euratom et qui consistent à étudier un ensemble de cellules au lieu d'une seule cellule isolée. Pour répondre à la deuxième question, je veux me retourner vers M. Céleri, ingénieur de l'EDF et co-auteur de cet exposé, étant donné que ces essais ont été financés par l'EDF, qui en a la propriété.

M. Céleri : Nous avons systématiquement, dans pas mal de calorifuges, constaté effectivement cet effet de plafond. Je pense que la courbe qui a été indiquée, est une courbe à titre indicatif. Je ne sais pas si elle se rapporte exactement à un type de calorifuge.

M. Naudin : Si, effectivement, les deux courbes que je vous ai présentées sont à moitié synthétiques et à moitié tirées d'essais, c'était dans un but didactique que je vous ai montré ces planches et j'ai peut-être un peu exagéré les variations.

M. Maréchal : Bon, je me contente de cette explication. Mais, puisqu'on a deux conductivités, puisqu'on se trouve en présence de macro-convection avec des échanges qui ne se produisent pas dans le sens des flux thermiques, il serait peut-être plus logique d'envisager d'utiliser la notion de "résistance thermique globale" de la paroi.

M. MORDCHELLES: Je suis entièrement d'accord avec M. MARECHAL sur le fait que la conductibilité thermique équivalente n'a pas de sens physique précis en présence de la convection.

Toutefois, une "résistance thermique globale" de la paroi ne peut pas rendre compte de la variation des densités des flux reçus par un élément de surface de la face froide avec la position de cet élément. La "conductibilité thermique équivalente" locale doit donc être considérée comme une convention de langage permettant d'exprimer facilement la densité de flux locale reçue par la face froide.

M. MASERATI: Je voudrais poser une question à MM. Dupont, Reb et Breuillé. Ont-ils étudié leur système d'isolement pour le cas d'un réacteur à eau et dans ce cas là, peuvent-ils donner quelques renseignements sûrs par exemple le coefficient de conductivité?

M. DUPONT: En ce qui concerne la structure "nid d'abeilles", nous avons regardé si elle était utilisable dans l'eau. Théoriquement on pourrait concevoir une structure qui pourrait convenir. Dans ses calculs, on avait pris comme taux de fuite des flux de l'ordre de 0,3 à 0,5 watt/cm². Mais pratiquement on arrive à des structures de maille excessivement petite, donc difficilement réalisable, de façon que la structure ne serait pas économique. J'ai vu des structures nid d'abeilles à maille minuscule, fabriquées en Angleterre, mais leur prix de revient est tel qu'on ne peut pas l'envisager à grande échelle.

M. REB: Oui, c'est un problème, sur lequel nous travaillons et nous avons des études en cours, mais malheureusement nous n'avons pas de résultats disponibles. L'étude de ce problème dans toutes ses généralités, et dans toutes ses applications possibles dans les différents réacteurs à eau, en simple et en double phase, est très compliquée et nécessite de nombreux mois d'expérimentation.

M. BREUILLE: Nous avons commencé à faire des expériences dans l'eau avec un appareil fonctionnant à la pression atmosphérique, donc susceptible de monter jusqu'à une température de 100°C. Actuellement, nous avons derrière nous une série de campagnes, d'environ 4 mois. Les résultats thermiques obtenus étant satisfaisants, nous avons entrepris la fabrication d'un deuxième appareil d'essais, destiné à fonctionner jusqu'à une pression de 40 bars, c'est-à-dire à une

température de l'eau de l'ordre de 240° C. Ce deuxième appareil entrera en activité le mois prochain. Au point de vue des valeurs de conductibilité, je crois qu'il est difficile de se prononcer définitivement tant que ces essais en pression n'auront pas eu lieu et n'auront pas confirmé les valeurs intéressantes que nous avons obtenues jusqu'à 100° . Il me paraît donc prématuré de donner aujourd'hui des chiffres.

M. Terpstra: Je voudrais moi-même poser une question à M. Knirsch concernant la figure 5 de son rapport. Il y a là une lacune entre les mesures effectuées sur un calorifuge en ambiance de CO_2 et entre les mesures effectuées sur ce même calorifuge en ambiance d'hélium. Cet intervalle couvre exactement une zone extrêmement intéressante, parce que c'est à peu près dans cette zone que se situe la transition entre les régimes d'écoulement turbulent et laminaire. Est-ce que vous pourriez nous indiquer les raisons qui vous ont conduit à ne pas effectuer de mesures dans cette zone? Vous auriez pu, par exemple, travailler avec un écart de température de 20° et vous auriez eu le point de connexion entre les courbes.

M. Knirsch: Vielleicht darf ich zu dieser Frage wie folgt Stellung nehmen. Der erste Grund, weshalb wir keine Messungen in diesem Bereich gemacht haben, war einfach der, daß es zusätzliche Meßpunkte erfordert hätte und daß dies einen zusätzlichen finanziellen Aufwand bedeutet hätte, der uns in diesem Rahmen nicht gerechtfertigt erschien. Denn wie ich bereits während meines Vortrags sagte, war es ja nicht unser Ziel, Grundlagenversuche zu machen, sondern zunächst einen Demonstrationsversuch über die Wärmeleitfähigkeit im Helium. Ich stimme Ihnen durchaus zu, daß es ein sehr interessanter Bereich wäre, aber ich glaube nicht, daß es möglich wäre durch weitere Reduzierung des Temperaturgefälles ausgehend von den ursprünglichen Werten die Grashofzahlen merklich zu reduzieren, da das Temperaturgefälle in die Grashofzahlen ja nur linear eingeht. Ein Mittel um diesen Bereich zu durchfahren wäre etwa gegeben, wenn man auf Luft als interessierendes Gas überginge, denn wie ich gesagt habe, hat

das Molekulargewicht einen grossen Einfluss, und zwar geht es in die Grashofzahlen ja mit dem Quadrat ein. Wenn man Gase bei gleichen Drücken und Temperaturen vergleicht gäbe das immerhin ein Verhältnis von etwa 29 zu 44 im Quadrat. Man könnte also dahin kommen. Die dritte Sache ist die, dass wir erst vor kurzer Zeit, d. h. während der Auswertung der Versuche, die erst vor kurzer Zeit abgeschlossen wurden, auf diese Erscheinung aufmerksam wurden. Wir haben uns Gedanken gemacht darüber, ob solche Versuche gemacht werden könnten, aber es ist bis jetzt noch offen. Die Möglichkeiten dazu sind gegeben, die Versuchsanlage bei Alsthom ist nach wie vor zur Verfügung, aber es fragt sich wer hier die Initiative ergreifen soll.

Conclusions Générales (P. Fernet, Euratom)

M. Fernet : Tirer des conclusions d'une telle conférence est un objectif ambitieux, et je me garderai bien de le prendre à mon compte. Néanmoins je pense que quelques réflexions peuvent être tirées à l'issue de ces deux journées.

Nous avons abordé un sujet dont l'intérêt, je crois, n'est pas discutable et ceci est bien confirmé par l'importance des efforts qui y sont consacrés, tant par des organismes nationaux que par des firmes industrielles et que par l'Euratom lui-même. Dans cette mesure, je suis heureux que la contribution de l'Euratom aussi modeste qu'elle était, aussi réduite qu'elle risque de devenir, ait pu apporter tout de même une aide à ce développement. Ce qui m'a frappé dans ces deux journées et je suis sûr que vous avez fait la même remarque, c'est la richesse, le foisonnement des idées.

Nous avons à faire à deux domaines, le béton précontraint d'une part, l'isolation thermique de l'autre, qui sont très étroitement liés et qui ne peuvent se développer que parallèlement.

Ne voulant pas tirer de conclusions générales, je ne porterai pas non plus de jugements de valeur sur les différentes solutions qui nous ont été proposées. Je me contenterai plutôt d'un bref rappel, d'un bref survol.

En ce qui concerne le béton, nous avons, hier matin, parlé du béton en tant que matériau. Vis-à-vis de la résistance mécanique, des travaux importants consacrés par la firme Bredero ont été présentés. Vis-à-vis de la tenue en température, la SNAM a étudié plusieurs types de béton, mais là nous sommes arrivés à des résultats un peu divergents. La SNAM a en effet développé un béton barytique, dont d'autres orateurs nous ont dit: nous l'avons essayé et nous ne considérons pas qu'il soit la solution. Par conséquent c'est un point qui justifierait des études ultérieures. Le troisième type de béton, c'est un béton résistant thermiquement, du type calorifuge. M. Dubois du CEA nous a présenté des résultats fort intéressants, relativement préliminaires, puisque ceux qui nous ont été soumis en séance ne concordaient pas exactement avec ceux qui figuraient dans son papier. C'est normal, lorsqu'on fait de la recherche et ceci nous montre que nous ne sommes pas encore au bout.

En ce qui concerne les prototypes de cuves, là la richesse d'idées est flagrante. Tous les concepts qui nous ont été proposés ont un but commun, celui de faire reculer les limites technologiques que nous connaissons, limites technologiques dues à la pression d'une part et à la température d'autre part, qui règnent dans l'enceinte. Et tous ces concepts nouveaux ont également un point en commun, c'est qu'ils s'écartent résolument des conceptions classiques. Il est tout de même frappant que personne n'ait rapporté sur un caisson en béton précontraint par câbles tel qu'on en construit actuellement. On nous a parlé de caissons à peau chaude, de caissons à précontrainte globale, de caissons bi- ou multi-couches, éventuellement d'associations béton-acier ou acier-béton, de caissons à couvercle amovible en acier sur un corps en béton, de l'emploi de la préfabrication. Je suis très embarrassé pour faire un choix et d'ailleurs je ne voudrais pas le faire. Tous ces concepts nouveaux n'ont évidemment pas encore la sanction de l'expérience en dehors des essais sur maquette, qui sont tout de même quelque chose. Les caissons à peau chaude sont évidemment extrêmement séduisants. M. Tarbès, dans sa présentation ne nous a pas caché qu'il y avait quelques os en particulier cette fameuse peau d'étanchéité.

Nous lui faisons confiance, pour la développer, car en cas de succès, cette conception constitue vraiment une solution très, très intéressante. La précontrainte globale, qui est réglable, ajustable, au moyen du liquide introduit dans le vérin, permet de compenser pendant les mois où elle est maintenue sous cette forme, la relaxation des aciers et le fluage du béton. Une fois gelée par un coulis faisant prise cette précontrainte présente, à mon avis, un coefficient de sécurité que je considère bien équivalent à ceux des autres méthodes. Ce système séduisant, on lui a reproché d'utiliser tellement d'acier dans la partie extérieure qu'on aurait presque affaire à un caisson en acier. Malgré cet inconvénient peut-être exagéré, ce concept me semble également un procédé valable. La maquette qui a été faite à échelle réduite ne simplifiait pas les tâches, ni du ferrailage, ni du coulage du béton dans cette zone vraiment très riche en acier. Sur un caisson réel, ce problème serait plus simple on nous l'a assuré. Là aussi, attendons la confirmation des expériences. Les caissons bi- ou multi-couches, voilà une solution agréable pour un technicien, puisqu'elle permet d'ajuster la précontrainte à chaque niveau d'épaisseur de la paroi à la valeur qui est strictement nécessaire. Nous avons vu que les épaisseurs pouvaient se réduire dans des proportions vraiment considérables, passer de 10, 12 mètres à 5 ou 6 mètres pour de grands caissons, et par conséquent revenir à des solutions qui technologiquement et industriellement sont acceptables. Mais, là aussi, il y a évidemment des difficultés; comment va se comporter par exemple le fond dans un tel caisson? Là encore l'expérience n'est peut-être pas aussi poussée que dans d'autres cas. Les bureaux d'études auront encore beaucoup de travail à faire. L'association béton-acier, j'entends l'acier du couvercle amovible, voilà encore une solution séduisante, notamment pour les réacteurs à eau. On conserve un accès facile au coeur, on évite le problème des ouvertures de grandes dimensions qui dans une enceinte en béton sont difficiles à ferrailer et difficiles à précontraindre. Il faut, bien sûr, marier le béton et l'acier. Et on ne nous a pas caché que ce n'était pas très facile, même si des solutions sont envisagées.

Et pour ma part, je fais également confiance à ceux qui se sont lancés dans cette voie. La préfabrication, pour ceux qui connaissent la complexité, le manque de place et l'encombrement d'un chantier, voilà une autre solution pratique. Bien sûr, certains problèmes difficiles subsistent, on n'a pas manqué de le dire. Lorsque vous allez réunir ces morceaux préfabriqués, vous avez aux jonctions des points faibles. C'est à quoi on peut répondre qu'elles n'occupent qu'un volume réduit du caisson et que leur nombre est limité. Mais je pense, que cette solution aussi est séduisante dans le cas des hautes pressions. Et dans un rôle incommode, je dirais : chacun de ces projets de caissons a des avantages et des inconvénients que nous, ici, ne sommes pas en mesure de départager complètement, étant donné que certains de ces projets sont plus avancés que d'autres, et que finalement le partage sera fait par l'utilisateur. Par conséquent, les producteurs d'électricité un bon jour auront aussi à se pencher sur ces solutions comme nous le faisons aujourd'hui. Des essais complémentaires seront nécessaires avant que le grand saut dans l'inconnu ou dans le peu connu puisse être fait, pour arriver à la bonne solution. Et cette bonne solution, elle sera probablement différente suivant le pays, ou suivant la firme, qui commandera le caisson. Mais, ce qui est frappant, c'est que l'état de ces problèmes a largement dépassé le stade des études de papier, de l'étude de projet et que dans plusieurs cas, on est arrivé à des maquettes au cinquième, au huitième ou au dixième, qui sont des systèmes pratiques et qui ont permis de vérifier que les calculs étaient valables, que les coefficients de sécurité étaient larges, ce qui, pour un ingénieur, est toujours quelque chose de séduisant et rassurant. On a tout de même insisté sur la nécessité qu'il y aurait pour tous ces concepts de poursuivre les travaux. Je me permettrai de revenir tout à l'heure sur ce point.

Aujourd'hui, on nous a parlé de la protection thermique et de l'isolation. Un point qui me paraît capital et sur lequel je voudrais insister, c'est l'importance des recherches fondamentales qui ont été faites. Ce matin, peut-être, les exposés ont pu paraître à certains d'entre nous un peu théoriques, un peu durs à suivre, mais il faut bien voir le but pratique qui est derrière eux.

Toutes ces études de convection naturelle en espaces confinés, sur mur plan, en milieux fibreux ont mis en évidence des mécanismes qui nous permettent de comprendre ce qui se passe dans un calorifuge réel et qui ont permis de faire des progrès considérables.

Reportons-nous simplement quelques années en arrière. En 1962, pour prendre cette date comme exemple, puisque c'est la date où nous avons démarré ce programme, il existait quoi ? Le béton de ponce utilisé en France par l'EDF et les feuilles métalliques de la firme Darchem, grand absent aujourd'hui. Ce béton de ponce était considéré même par ceux qui l'utilisaient comme le moindre mal, parce que au fond on ne connaissait pas autre chose. Et en quelques années je constate que nous disposons de plusieurs solutions qui sont industriellement valables. Je crois que c'est un progrès, peut-être pas unique, mais tout de même considérable et en ce qui nous concerne nous sommes heureux d'avoir pu y contribuer.

Un autre sujet de satisfaction c'est que ces études, qui ont été faites sous la rubrique "réacteurs éprouvés à gaz-graphite" ont trouvé des applications, je dirais pratiquement dans toutes les filières de réacteurs. Les vérifications sur maquette qui ont été faites et la communication de M. Naudin, cet après-midi, nous ont montré, jusqu'où on peut aller avec ces maquettes dans le TE 60 : 18 mètres de haut, un peu plus de 5 mètres de diamètre, pression de 60 bars. Ces essais sur grandes maquettes multiplient la valeur des résultats, parce qu'ils permettent de saisir à côté de la micro-convection, les effets de macro-convection avec lesquels l'ingénieur de projet doit se battre.

Un autre aspect, c'est que tous ces essais ont été faits en liaison étroite avec les utilisateurs. Un facteur dont je me réjouis, c'est de constater que l'initiative de ces nouveaux calorifuges vient non seulement des laboratoires, mais aussi de l'industrie. Ceci me paraît un gage et un garant de leur réussite, car il ne suffit pas de concevoir un excellent calorifuge en laboratoire, il faut encore que sa réalisation industrielle soit économiquement possible. N'oublions pas en effet qu'un réacteur à graphite-gaz a une surface calorifugée de 2000 à 2500 m².

Comme sur les concepts de caissons, je ne veux pas non plus porter de jugement de valeur sur les différents calorifuges. Chacun des orateurs nous a dit sur la base de résultats expérimentaux que son calorifuge était bon. Je dirais que le meilleur gagne ce qui arrivera bien vite, puisque l'utilisateur, lui, considérera l'ensemble des facteurs, non seulement le prix d'achat de ce calorifuge, mais ses facilités de montage, sa tenue pendant 20, 30 ans, voire même davantage puisque l'expérience montre que de grandes installations comme les réacteurs nucléaires pourraient peut-être servir plus.

Pour revenir aux deux journées que nous avons eues, un dernier point qui me frappe et qui, je crois doit nous rendre tous assez fiers, c'est que pour une fois on peut parler d'une avance technologique européenne. Nous sommes trop habitués d'entendre parler de l'écart technologique en sens unique pour ne pas pouvoir nous réjouir d'un écart technologique dans l'autre sens et au profit de l'Europe. Cette avance s'est manifestée dans l'intérêt que des firmes extérieures à la Communauté ont montré pour cette conférence. Non seulement pour participer à cette réunion, mais aussi pour obtenir la communication des résultats que nous avons obtenus. Et si nous avons dû appliquer cette fameuse procédure de l'article 13, dont je vous ai parlé hier, c'est bien pour que nous, européens, profitons de cette avance. Je voudrais lancer un appel à l'industrie. L'industrie de la Communauté a une chance par cette avance et il lui appartient de la saisir. Les occasions manquées se rattrapent rarement et dans ce domaine industriel, je dirais même jamais.

Les dossiers techniques de tous nos contrats de recherche sont à votre disposition et dans ces dossiers il y a des connaissances extrêmement importantes, extrêmement valables, dont nous voudrions véritablement que toutes les firmes industrielles intéressées profitent. Nous serons heureux de répondre à toute demande qui nous serait faite de vous communiquer outre les dossiers que vous avez eus aujourd'hui, les dossiers beaucoup plus détaillés qui existent dans certains cas.

L'application du béton précontraint et des systèmes de calorifuges et de protection thermique est valable non seulement pour le CO₂, qui est à la base de notre programme, mais également pour l'hélium, pour l'eau légère, ou même pour le sodium, même si l'on ne l'a presque pas mentionné aujourd'hui. Mais je sais, que certains d'entre vous y pensent.

Il y a maintenant quelques points noirs à cette situation brillante. On nous a dit un peu partout, en conclusion des présentations, notre produit est très bon, mais il faudrait encore le vérifier. Il faut le vérifier, c'est exact. Jusqu'ici, Euratom a pu apporter une certaine contribution, dans certains cas importante, dans d'autres cas faible, voire même nulle, mais nous sommes arrivés à un moment où il devient aléatoire de compter sur l'aide financière d'Euratom. Si vous lisez les journaux, vous avez entendu parler de la crise d'Euratom et de ses problèmes budgétaires. Le budget 1967, pour la dernière année du 2^{ème} programme quinquennal, a marqué une réduction sérieuse par rapports aux précédents. Pour l'année 1968, rien n'est prévu pour l'action par contrats de recherches. Le programme des activités futures doit faire l'objet de discussions nombreuses dans des instances à la fois techniques et politiques et je ne peux vous dire s'il comportera un budget pour ce type d'activités. Pour ma part en tout cas, et à titre personnel, je ne pense pas que nous disposions de gros moyens dans l'avenir et peut-être même ces moyens pourraient-ils être nuls.

Je crois que vous, comme nous, repartirez de ces deux journées avec le sentiment d'avoir absorbé beaucoup d'idées nouvelles, bien présentées. Une décantation est à faire, décantation normale, lorsqu'un tel foisonnement d'idées a jailli. C'est un signe de vitalité, bien sûr, et j'espère vraiment que cette décantation sera positive. J'espère également que cette association entre les utilisateurs et l'industrie continuera. Bien sûr, pour autant qu'Euratom continue à exister dans sa structure actuelle ou dans une structure pas trop modifiée, ses techniciens, ses services resteront à votre disposition.

Ceci doit nous donner à tous un certain nombre de lignes de réflexions, de lignes de pensées.

En terminant, je voudrais remercier tous ceux qui ont présenté des communications, tant nos contractants que les firmes industrielles qui sans obligation ont accepté de nous présenter leurs résultats avec une rapidité qui m'a même heureusement surpris. J'associe à ces remerciements tous ceux qui sont venus, nos traducteurs et tout spécialement MM. Benzler et Terpstra qui ont eu la lourde tâche de la préparation et de l'organisation de ces deux journées.

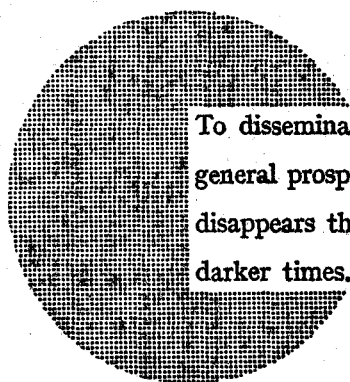
NOTICE TO THE READER

All Euratom reports are announced, as and when they are issued, in the monthly periodical **EURATOM INFORMATION**, edited by the Centre for Information and Documentation (CID). For subscription (1 year : US\$ 15, £ 6.5) or free specimen copies please write to :

Handelsblatt GmbH
"Euratom Information"
Postfach 1102
D-4 Düsseldorf (Germany)

or

Centrale de vente des publications
des Communautés européennes
37, rue Glesener
Luxembourg



To disseminate knowledge is to disseminate prosperity — I mean general prosperity and not individual riches — and with prosperity disappears the greater part of the evil which is our heritage from darker times.

Alfred Nobel

FIGURE 111 OF 111

Information on the sale of Euratom reports is available from the offices listed below (when ordering, specify clearly the EUR number and the title of the report, which are shown on the internal title page).

Information on the sale of Euratom reports is available from the offices listed below (when ordering, specify clearly the EUR number and the title of the report, which are shown on the internal title page).

All Euratom reports are on sale at the offices listed below (when ordering, specify clearly the EUR number and the title of the report, which are shown on the internal title page).

CENTRALE DE VENTE DES PUBLICATIONS DES COMMUNAUTES EUROPEENNES

37, rue Glesener, Luxembourg (Compte chèque postal N° 191-90)

BELGIQUE — BELGIË

MONITEUR BELGE
40-42, rue de Louvain - Bruxelles
BELGISCH STAATSBAD
Leuvenseweg 40-42 - Brussel

LUXEMBOURG

CENTRALE DE VENTE
DES PUBLICATIONS DES
COMMUNAUTES EUROPEENNES
37, rue Glesener - Luxembourg

DEUTSCHLAND

BUNDESANZEIGER
Postfach - Köln 1

NEDERLAND

STAATSDRUKKERIJ
Christoffel Plantijnstraat - Den Haag

FRANCE

SERVICE DE VENTE EN FRANCE
DES PUBLICATIONS DES
COMMUNAUTES EUROPEENNES
26, rue Desaix - Paris 15°

ITALIA

LIBRERIA DELLO STATO
Piazza G. Verdi, 10 - Roma

UNITED KINGDOM

H.M. STATIONERY OFFICE
P.O. Box 569 - London S.E.1.

FB 1 000.— DM 80.— FF 100.— Lit. 12 500 Fl. 72.50 \$ 50.—

EURATOM — C.I.D.
51-53, rue Belliard
Bruxelles (Belgique)